

TUGAS AKHIR - TM 141585

**RANCANG BANGUN DAN ANALISIS KARAKTERISTIK
DINAMIS *ATMOSPHERIC PRESSURE SHOCK
ABSORBER* (APSA) DENGAN DIAMETER SILINDER
70 MM DAN DIAMETER *ORIFICE* 1-2 MM PADA
KENDARAAN ANGKUT**

ALAN DARMASAPUTRA WIGUNA
NRP 2113 100 116

Dosen Pembimbing
Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM141585

**RANCANG BANGUN DAN ANALISIS
KARAKTERISTIK DINAMIS *ATMOSPHERIC
PRESSURE SHOCK ABSORBER* (APSA) DENGAN
DIAMETER SILINDER 70 MM DAN DIAMETER
ORIFICE 1-2 MM PADA KENDARAAN ANGKUT**

**ALAN DARMASAPUTRA WIGUNA
NRP. 2113 100 116**

**PEMBIMBING:
Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.**

**PROGRAM SARJANA
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2018**



FINAL PROJECT – TM141585

***DESIGN AND DYNAMIC CHARACTERISTIC
ANALYSIS OF ATMOSPHERIC PRESSURE SHOCK
ABSORBER (APSA) WITH CYLINDER DIAMETER 70
MM AND DIAMETER ORIFICE 1-2 MM AT
TRANSPORT VEHICLE***

**ALAN DARMASAPUTRA WIGUNA
NRP. 2113 100 116**

SUPERVISORS:

Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.

**BACHELOR DEGREE PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2018**

**RANCANG BANGUN DAN ANALISIS
KARAKTERISTIK DINAMIS *ATMOSPHERIC
PRESSURE SHOCK ABSORBER* (APSA) DENGAN
DIAMETER SILINDER 70 MM DAN DIAMETER
ORIFICE 1-2 MM PADA KENDARAAN ANGKUT**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

ALAN DARMASAPUTRA WIGUNA
NRP. 2113 100 116

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng. (Pembimbing)
NIP. 197505111999031001
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T. (Penguji I)
NIP. 197004121997032003
3. Aida Annisa Amin Daman, ST., MT. (Penguji II)
NIP. 198907052015042005
4. Moch. Solichin, ST., MT. (Penguji III)
NIP. 198908172015041003



SURABAYA

JANUARI, 2018

**RANCANG BANGUN DAN ANALISIS
KARAKTERISTIK DINAMIS ATMOSPHERIC
PRESSURE SHOCK ABSORBER (APSA) DENGAN
DIAMETER SILINDER 70 MM DAN DIAMETER
ORIFICE 1-2 MM PADA KENDARAAN ANGKUT**

Nama : Alan Darmasaputra Wiguna
NRP : 2113100116
Jurusan : Teknik Mesin ITS
**Pembimbing : Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T.,
M.Eng.**

Abstrak

Perkembangan industri otomotif saat ini sangat mengutamakan keamanan dan kenyamanan dalam berkendara. Salah satu faktor utama dalam menunjang keamanan dan kenyamanan dalam berkendara ialah sistem suspensi. Sistem suspensi sering kali menimbulkan suatu permasalahan yaitu getaran yang berlebih. Getaran ini apabila tidak diantisipasi maka akan menyebabkan kegagalan pada mesin, berkurangnya tingkat keamanan pada mobil serta perasaan tidak nyaman pada penumpang. Sistem suspensi pada kendaraan saat ini sebagian besar menggunakan shock absorber tipe hidraulis karena memiliki reliabilitas tinggi, budget perawatan yang rendah, mudah dalam instalasi dan perawatannya, serta memiliki harga yang lebih murah. Tetapi di sisi lain, shock absorber tipe pneumatik memiliki beberapa kelebihan yaitu tidak mudah rusak akibat beban kejut dan lebih aman karena tidak mudah terbakar seperti sistem hidraulis. Dengan beberapa kelebihan dan kekurangan tersebut, maka dilakukan penelitian mengenai Atmospheric Pressure Shock Absorber (APSA) yang bertujuan untuk membuat shock absorber sederhana dan memanfaatkan udara sekitar, lalu dapat memberikan performa yang sama atau lebih baik dari shock

absorber yang telah ada dengan harga yang lebih murah dan perawatan yang lebih mudah.

Dalam tugas akhir ini akan dilakukan simulasi dan eksperimen sistem Atmospheric Pressure Shock Absorber (APSA) pada seperempat kendaraan. Pada tugas akhir ini akan dilakukan simulasi dengan menggunakan software MATLAB Simulink. APSA disimulasikan untuk mendapatkan gaya redam dan data parameter yang dibutuhkan dalam pembuatan alat. Setelah didapatkan parameter yang dibutuhkan, sistem APSA diproduksi dan diuji pada kendaraan angkut jenis Daihatsu Gran Max. Pengujian pada kendaraan angkut akan dilakukan pada siang hari dengan variasi kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam pada saat pengujian bump dan variasi kecepatan 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam pada saat pengujian jalan tidak rata.

Hasil yang didapatkan dari tugas akhir ini yakni karakteristik gaya redam dan respon percepatan untuk shock absorber konvensional dan APSA. Karakteristik gaya redam APSA dengan diameter orifice sebesar 1 mm yang didapatkan dari hasil simulasi, yaitu 2403 N pada kecepatan 10 km/jam, 3470 N pada 15 km/jam, 4723 N pada 20 km/jam, 6584 N pada 30 km/jam, 1.185×10^4 N pada 40 km/jam, dan 1.858×10^4 N pada 50 km/jam. Semakin tinggi kecepatan kendaraan, semakin besar gaya redam yang dihasilkan. Respon percepatan maksimum APSA dengan diameter orifice sebesar 1 mm yang didapatkan dari hasil pengujian, yaitu 0.0101 m/s^2 pada kecepatan 10 km/jam, 0.0146 m/s^2 pada 15 km/jam, 0.0301 m/s^2 pada 20 km/jam. Respon percepatan RMS APSA yang didapatkan dari hasil pengujian, yaitu 0.0117 m/s^2 pada kecepatan 30 km/jam dan 0.0175 m/s^2 pada 40 km/jam. Semakin tinggi kecepatan kendaraan, semakin besar respon percepatan maksimum dan RMS yang terjadi. Karakteristik gaya redam APSA dengan diameter orifice sebesar 1 mm memiliki gaya redam terbesar dibandingkan dengan shock absorber konvensional dan APSA dengan diameter orifice sebesar 1 mm. Respon percepatan maksimum dan RMS APSA dengan diameter orifice sebesar 1 mm memiliki respon percepatan terkecil

dibandingkan dengan shock absorber konvensional dan APSA dengan diameter orifice sebesar 2 mm. Semakin besar gaya redam yang dihasilkan, semakin kecil respon percepatannya pada kecepatan kendaraan yang sama.

Kata kunci : *shock absorber, atmospheric pressure, suspensi, karakteristik gaya redam, respon percepatan*

(halaman ini sengaja dikosongkan)

**DESIGN AND DYNAMIC CHARACTERISTIC
ANALYSIS OF ATMOSPHERIC PRESSURE SHOCK
ABSORBER (APSA) WITH CYLINDER DIAMETER 70
MM AND DIAMETER ORIFICE 1-2 MM AT
TRANSPORT VEHICLE**

Name : Alan Darmasaputra Wiguna
NRP : 2113100116
Department : Mechanical Engineering ITS
Supervisor : Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M. Eng.

Abstract

The development of the automotive industry at this time prioritizes safety and comfort in driving. One of the main factors in supporting safety and comfort in driving is the suspension system. The suspension system often creates a problem of excessive vibration. This vibration if not anticipated it will cause failure on the machine, reduced levels of security on the car and feelings of uncomfortable passengers. Suspension systems in vehicles today mostly use hydraulic shock absorber because it has high reliability, low maintenance budget, easy installation and maintenance, and has a cheaper price. But on the other hand, pneumatic type shock absorber has some advantages that is not easily damaged due to shock load and more secure because it is not flammable like hydraulic system. With some of the advantages and disadvantages, then the research on Atmospheric Pressure Shock Absorber (APSA) which aims to create a simple shock absorber and utilize atmospheric air, then can provide the same or better performance than existing shock absorber at a cheaper price and easier maintenance.

In this final project will be simulation and experiment of Atmospheric Pressure Shock Absorber (APSA) system at one quarter of vehicle. In this final project will be simulated by using MATLAB Simulink software. APSA is simulated to obtain damping

force and parameter data required in tool making. After obtaining the required parameters, APSA system is manufactured and tested on the Daihatsu Gran Max transport vehicle. Tests on transport vehicles will be conducted during the day with variations of speed 10 km/h, 15 km/h, and 20 km/h during bump testing and variations of speed 30 km/h, 40 km/h, and 50 km/h on when uneven road testing.

The results obtained from this final task that is the characteristics of damping force and acceleration response for conventional shock absorber and APSA. Characteristics of APSA damping force with an orifice diameter of 1 mm obtained from simulation results, that is 2403 N at 10 km/h speed, 3470 N at 15 km/h, 4723 N at 20 km/h, 6584 N at 30 km/h, 1.185×10^4 N at 40 km/h, and 1.858×10^4 N at 50 km/h. The higher the speed of the vehicle, the greater the resulting damping force. Maximum acceleration response of APSA with orifice diameter of 1 mm obtained from the test result, that is 0.0101 m/s^2 at a speed of 10 km/h, 0.0146 m/s^2 at 15 km/h, 0.0301 m/s^2 at 20 km/h. The RMS APSA acceleration response obtained from the test result is 0.0117 m/s^2 at a speed of 30 km/h and 0.0175 m/s^2 at 40 km/h. The higher the speed of the vehicle, the greater the maximum acceleration and RMS response. Characteristics of APSA damping force with orifice diameter of 1 mm has the greatest damping force compared with conventional shock absorber and APSA with orifice diameter of 1 mm. Maximum acceleration response and RMS APSA with orifice diameter of 1 mm have the smallest acceleration response compared with conventional shock absorber and APSA with orifice diameter of 2 mm. The larger the resulting damping force, the smaller the acceleration response at the same vehicle speed.

Keywords : shock absorber, atmospheric pressure, suspension, characteristic of damping force, acceleration response

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kepada Tuhan YME karena atas rahmat-Nya laporan Tugas Akhir yang berjudul **“RANCANG BANGUN DAN ANALISIS KARAKTERISTIK DINAMIS *ATMOSPHERIC PRESSURE SHOCK ABSORBER* (APSA) DENGAN DIAMETER SILINDER 70 MM DAN DIAMETER *ORIFICE* 1-2 MM PADA KENDARAAN ANGKUT”**. Pada kesempatan kali ini, penulis mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah memberikan dukungan dan bantuan dalam bentuk apapun, baik secara langsung maupun tidak langsung, diantaranya kepada:

1. Papa Ir. Sony Hendrawan, Mama Yeni Agustine, Devi Permatasari, Alvin Darmasanjaya serta keluarga besar.
2. Bapak Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng. selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir penulis.
3. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T., Ibu Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T., dan Bapak Moch. Solichin, ST., M.T. selaku Dosen Penguji Tugas Akhir penulis.
4. Seluruh dosen, staff, teman-teman angkatan 2013, teman-teman Lab Vibrasi dan Sistem Dinamis, Departemen Teknik Mesin ITS.
5. UKM Tim Pembina Kerohanian Buddha ITS.
6. Kepada Didi, Bima, Jeffrey, Jofie, Juniar, dan Yansen.
7. Semua pihak yang telah membantu yang tidak dapat dituliskan satu per satu.

Penulis menyadari bahwa pengerjaan Tugas Akhir ini masih banyak kekurangan. Oleh karena itu, penulis sangat mengharapkan jika terdapat kritik dan saran pada Tugas Akhir ini. Semoga penelitian ini dapat bermanfaat bagi penulis dan pembaca.

Surabaya, Januari 2018

Penulis

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

DAFTAR ISI.....	i
DAFTAR GAMBAR.....	v
DAFTAR TABEL.....	ix
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang Masalah	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Batasan Masalah.....	2
1.4. Tujuan Penelitian.....	3
1.5. Manfaat Penelitian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1. Sistem Peredam Getaran	5
2.2. Siklus Kompresi dan Ekspansi	7
2.3. <i>Atmospheric Pressure Shock Absorber</i>	8
2.4. Getaran	9
2.5. <i>Relative Motion of Base</i>	11
2.6. <i>Logarithmic Decrement</i>	12
2.7. Persamaan Pada Mekanisme Hidraulis	15
2.7.1. Persamaan Bernoulli.....	15
2.7.2. Konservasi Massa pada Mekanika Fluida	16
2.7.3. Gaya Tekan Ban (<i>Road Holding</i>)	17
2.8. Penelitian Terdahulu.....	18
2.8.1 Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi <i>Hydro-Pneumatic</i> Terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas	18 20
2.8.2. Variasi Luasan Orifice Pada Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber (HM RSA)	20
2.8.3. Parameters Analysis of Hydraulic-Electrical Energy Regenerative Absorber on Suspension Performance	22
2.8.4. Pengaruh Variasi Luasan Sisi Kompresi dan Ekspansi dengan Perubahan Diameter Piston, <i>Orifice</i> , dan <i>Piston Rod</i> Terhadap Gaya Redam <i>Shock Absorber</i>	24

2.8.5. Pengaruh Diameter <i>Orifice</i> Terhadap Gaya Redam <i>Shock Absorber</i>	27
BAB III METODOLOGI.....	31
3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	31
3.2. Studi Literatur.....	33
3.3. Data Parameter Shock Absorber.....	34
3.4. Pemodelan Fisik dan Dinamis <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan APSA.....	35
3.4.1. Pemodelan Fisik Sistem <i>Shock Absorber</i> Konvensional.....	35
3.4.2. Pemodelan Fisik Sistem APSA (<i>Atmospheric Pressure Shock Absorber</i>).....	36
3.4.3. Pemodelan Dinamis Sistem <i>Shock Absorber</i> Konvensional.....	37
3.4.4. Pemodelan Dinamis Sistem <i>Atmospheric Pressure Shock Absorber</i> (APSA).....	40
3.5. Persamaan Matematis Sistem Seperempat Kendaraan Mobil dengan Suspensi APSA.....	43
3.6 Pembuatan Blok Diagram dan Analisis Grafik.....	45
3.7 Pembuatan Air Pressure Shock Absorber.....	45
3.8. Pemasangan Air Pressure Shock Absorber pada Kendaraan Angkut.....	48
3.9. Instalasi Peralatan Pengambilan Data.....	49
3.10. Pengambilan Data.....	52
3.11 Analisis Hasil Pengujian.....	53
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....	55
4.1. Simulasi pada <i>Software</i> MATLAB Simulink.....	55
4.1.1. Simulasi <i>Shock Absorber</i> Konvensional dengan Variasi Frekuensi.....	55
4.1.2. Simulasi Air Pressure Shock Absorber.....	58
4.1.3. Perbandingan Hasil Simulasi <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan Air Pressure Shock Absorber.....	64
4.2. Analisis Hasil Pengambilan Data.....	65

4.2.1.	Analisis Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional pada Saat Melewati <i>Bump</i> dengan Variasi Kecepatan	65
4.2.2.	Analisis Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional pada Saat Melewati Jalan Tidak Rata dengan Variasi Kecepatan.....	69
4.2.4.	Analisis Respon Percepatan APSA Diameter <i>Orifice</i> Sebesar 1 mm pada Saat Melewati Jalan Tidak Rata dengan Variasi Kecepatan	77
4.2.5.	Analisis Respon Percepatan APSA Diameter <i>Orifice</i> Sebesar 2 mm pada Saat Melewati <i>Bump</i> dengan Variasi Kecepatan.....	80
4.2.6.	Analisis Respon Percepatan APSA Diameter <i>Orifice</i> Sebesar 2 mm pada Saat Melewati Jalan Tidak Rata dengan Variasi Kecepatan	84
4.3.	Analisis Perbandingan Hasil Eksperimen <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan <i>Atmospheric Pressure Shock Absorber</i>	88
4.3.1.	Analisis Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan APSA pada Saat Melewati <i>Bump</i> dengan Kecepatan 10 km/jam	89
4.3.2.	Analisis Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan APSA pada Saat Melewati <i>Bump</i> dengan Kecepatan 15 km/jam	90
4.3.3.	Analisis Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan APSA pada Saat Melewati <i>Bump</i> dengan Kecepatan 20 km/jam	92
4.3.5.	Analisis Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan APSA pada Saat Melewati Jalan Tidak Rata dengan Kecepatan 40 km/jam.....	96
4.3.6.	Analisis Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan APSA pada Saat Melewati Jalan Tidak Rata dengan Kecepatan 50 km/jam.....	98
BAB V	KESIMPULAN dan SARAN.....	101
5.1	Kesimpulan.....	101

5.2 Saran 102

DAFTAR PUSTAKA103

BIODATA PENULIS105

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Struktur <i>shock absorber</i>	5
Gambar 2. 2 <i>Shock absorber</i> pada kendaraan	6
Gambar 2. 3 Siklus kompresi dan ekspansi.....	7
Gambar 2. 4 <i>Atmospheric Pressure Shock Absorber</i>	9
Gambar 2.5 Contoh sederhana dari sistem <i>free vibration with damping</i> ^[6]	10
Gambar 2. 6 Contoh sederhana dari sistem <i>forced vibration with damping</i> ^[6]	11
Gambar 2. 7 Kendaraan yang melewati jalanan kasar ^[6]	12
Gambar 2. 8 Respon perpindahan terhadap waktu dari sistem yang bergetar bebas ^[6]	13
Gambar 2. 9 Penerapan hukum Bernoulli pada sebuah pipa ^[7]	15
Gambar 2. 10 Ilustrasi untuk aliran dalam suatu kontrol volume ^[7]	16
Gambar 2. 11 <i>Free body diagram</i> gaya tekan ban	17
Gambar 2. 12 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter <i>orifice</i> ($D_o = 1 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi ^[1]	19
Gambar 2. 13 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter <i>orifice</i> ($D_o = 2 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi ^[1]	19
Gambar 2. 14 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter <i>orifice</i> ($D_o = 3 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi ^[1]	20
Gambar 2. 15 Skema sistem hidrolik ^[2]	20
Gambar 2. 16 Grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan dengan diameter <i>orifice</i> sebesar 2 mm ^[2]	21
Gambar 2. 17 Grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan dengan diameter <i>orifice</i> sebesar 4 mm ^[2]	21

Gambar 2. 18 Grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan dengan diameter <i>orifice</i> sebesar 6 mm ^[2]	22
Gambar 2. 19 Diagram Skematik dari HEERS. Node A, B, dan C di pipa hidraulis (ditunjukkan dengan titik) ^[3]	23
Gambar 2. 20 Pengaruh perbedaan diameter dalam pipa hidraulis ^[3]	24
Gambar 2. 21 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan variasi Do (a) 0,002 m, (b) 0,0015 m, (c) 0,001 m ^[4]	26
Gambar 2. 22 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan jenis oli Yamaha-KYB pada variasi diameter <i>orifice</i> kompresi (Docom = 0,0015-0,0012 m), diameter <i>orifice</i> ekspansi (Doexp = 0,0010 - 0,0008 m), dan variasi frekuensi ^[5] ..	28
 Gambar 3. 1 Diagram alir penyelesaian tugas akhir	32
Gambar 3. 2 Model fisik <i>shock absorber</i> konvensional	35
Gambar 3. 3 Model fisik <i>Atmospheric Pressure Shock Absorber</i>	36
Gambar 3. 4 Pemodelan dinamis untuk sistem suspensi hidraulis (a) siklus kompresi dan (b) siklus ekspansi	38
Gambar 3. 5 Pemodelan dinamis untuk sistem APSA (a) siklus kompresi dan (b) siklus ekspansi.....	40
Gambar 3. 6 <i>Free body diagram</i> sistem seperempat kendaraan mobil dengan suspensi APSA.....	43
Gambar 3. 7 <i>Free body diagram</i> massa <i>sprung</i> pada seperempat kendaraan.....	44
Gambar 3. 8 <i>Free body diagram</i> massa <i>unsprung</i> pada seperempat kendaraan.....	45
Gambar 3. 9 Skema Eksperimen	47
Gambar 3. 10 Model Fisik APSA.....	47
Gambar 3. 11 Proses pemasangan APSA.....	48
Gambar 3. 12 APSA terpasang pada kendaraan angkut	49
Gambar 3. 13 <i>Oscilloscope</i> Tektronix TBS1104.....	50
Gambar 3. 14 <i>Accelerometer</i>	50
Gambar 3. 15 <i>Inverter</i>	51

Gambar 3. 16 <i>Converter</i>	51
Gambar 3. 17 Instalasi peralatan pengambilan data	52
Gambar 4. 1 Grafik gaya redam terhadap perpindahan <i>shock absorber</i> konvensional	56
Gambar 4. 2 Grafik gaya redam terhadap kecepatan <i>shock absorber</i> konvensional.....	57
Gambar 4. 3 Grafik gaya redam terhadap perpindahan APSA dengan diameter <i>orifice</i> sebesar (a) 1 mm dan (b) 2 mm	60
Gambar 4. 4 Grafik gaya redam terhadap kecepatan APSA dengan diameter <i>orifice</i> sebesar (a) 1 mm dan (b) 2 mm.....	62
Gambar 4. 5 Grafik respon percepatan <i>shock absorber</i> konvensional pada saat melewati <i>bump</i> dengan kecepatan (a) 10 km/jam, (b) 15 km/jam, dan (c) 20 km/jam.....	67
Gambar 4. 6 Grafik respon percepatan <i>shock absorber</i> konvensional pada saat melewati <i>bump</i> dengan kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam.....	68
Gambar 4. 7 Grafik respon percepatan <i>shock absorber</i> konvensional pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan (a) 30 km/jam, (b) 40 km/jam, dan (c) 50 km/jam	71
Gambar 4. 8 Grafik respon percepatan <i>shock absorber</i> konvensional pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam.....	72
Gambar 4. 9 Grafik respon percepatan APSA ($d_o = 1$ mm) pada saat melewati <i>bump</i> dengan kecepatan (a) 10 km/jam, (b) 15 km/jam, dan (c) 20 km/jam	75
Gambar 4. 10 Grafik respon percepatan APSA ($d_o = 1$ mm) pada saat melewati <i>bump</i> dengan kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam.....	76
Gambar 4. 11 Grafik respon percepatan APSA ($d_o = 1$ mm) pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan (a) 30 km/jam dan (b) 40 km/jam	78
Gambar 4. 12 Grafik respon percepatan APSA ($d_o = 1$ mm) pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam dan 40 km/jam.....	79

Gambar 4. 13 Grafik respon percepatan APSA ($d_o = 2$ mm) pada saat melewati bump dengan kecepatan (a) 10 km/jam, (b) 15 km/jam, dan (c) 20 km/jam	82
Gambar 4. 14 Grafik respon percepatan APSA ($d_o = 2$ mm) pada saat melewati <i>bump</i> dengan kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam.....	83
Gambar 4. 15 Grafik respon percepatan APSA ($d_o = 2$ mm) pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan (a) 30 km/jam, (b) 40 km/jam, dan (c) 50 km/jam.....	86
Gambar 4. 16 Grafik respon percepatan APSA ($d_o = 2$ mm) pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam.....	87
Gambar 4. 17 Grafik respon percepatan <i>shock absorber</i> konvensional dan APSA pada saat melewati <i>bump</i> dengan kecepatan 10 km/jam.....	89
Gambar 4. 18 Grafik respon percepatan <i>shock absorber</i> konvensional dan APSA pada saat melewati <i>bump</i> dengan kecepatan 15 km/jam.....	91
Gambar 4. 19 Grafik respon percepatan <i>shock absorber</i> konvensional dan APSA pada saat melewati <i>bump</i> dengan kecepatan 20 km/jam.....	93
Gambar 4. 20 Grafik respon percepatan <i>shock absorber</i> konvensional dan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam.....	95
Gambar 4. 21 Grafik respon percepatan <i>shock absorber</i> konvensional dan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 40 km/jam.....	97
Gambar 4. 22 Grafik respon percepatan <i>shock absorber</i> konvensional dan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 50 km/jam.....	99

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Hasil simulasi pasangan silinder hidrolik pada diameter piston sebesar 0,02 m ^[4]	26
Tabel 2. 2 Hasil simulasi pasangan silinder hidrolik pada diameter piston sebesar 0,018 m ^[4]	26
Tabel 2. 3 Hasil simulasi sistem suspensi dengan variasi diameter <i>orifice</i> ^[5]	29
 Tabel 3. 1 Data parameter <i>shock absorber</i> konvensional	 34
 Tabel 4. 1 Perbandingan simulasi gaya redam <i>shock absorber</i> konvensional	 58
Tabel 4. 2 Data parameter APSA	59
Tabel 4. 3 Perbandingan simulasi gaya redam APSA	63
Tabel 4. 4 Data respon percepatan maksimum <i>shock absorber</i> konvensional pada saat melewati <i>bump</i> dengan kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam	69
Tabel 4. 5 Data respon percepatan RMS <i>shock absorber</i> konvensional pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam	73
Tabel 4. 6 Data respon percepatan maksimum APSA ($d_o = 1 \text{ mm}$) pada saat melewati <i>bump</i> dengan kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam	77
Tabel 4. 7 Data respon percepatan RMS APSA ($d_o = 1 \text{ mm}$) pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam dan 40 km/jam	80
Tabel 4. 8 Data respon percepatan maksimum APSA ($d_o = 2 \text{ mm}$) pada saat melewati <i>bump</i> dengan kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam	84
Tabel 4. 9 Data respon percepatan RMS APSA ($d_o = 2 \text{ mm}$) pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam	88

Tabel 4. 10 Data respon percepatan maksimum <i>shock absorber</i> konvensional dan APSA pada saat melewati <i>bump</i> dengan kecepatan 10 km/jam.....	90
Tabel 4. 11 Data respon percepatan maksimum <i>shock absorber</i> konvensional dan APSA pada saat melewati <i>bump</i> dengan kecepatan 15 km/jam.....	92
Tabel 4. 12 Data respon percepatan maksimum <i>shock absorber</i> konvensional dan APSA pada saat melewati <i>bump</i> dengan kecepatan 20 km/jam.....	94
Tabel 4. 13 Data respon percepatan RMS <i>shock absorber</i> konvensional dan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam.....	96
Tabel 4. 14 Data respon percepatan RMS <i>shock absorber</i> konvensional dan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 40 km/jam.....	98
Tabel 4. 15 Data respon percepatan RMS <i>shock absorber</i> konvensional dan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 50 km/jam.....	99

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang Masalah

Perkembangan industri otomotif saat ini sangat mengutamakan keamanan dan kenyamanan dalam berkendara. Salah satu faktor utama dalam menunjang keamanan dan kenyamanan dalam berkendara ialah sistem suspensi. *Shock absorber* merupakan komponen penting suatu kendaraan yaitu dalam sistem suspensi, yang berguna untuk meredam gaya osilasi dari pegas. *Shock absorber* berfungsi untuk memperlambat dan mengurangi besarnya getaran gerakan dengan mengubah energi kinetik dari gerakan suspensi menjadi energi panas yang dapat dihamburkan melalui cairan hidrolik. Sistem suspensi sering kali menimbulkan suatu permasalahan yaitu getaran yang berlebihan. Getaran ini apabila tidak diantisipasi maka akan menyebabkan kegagalan pada mesin, berkurangnya tingkat keamanan pada mobil serta perasaan tidak nyaman pada penumpang.

Menurut medium kerjanya, *shock absorber* diklasifikasikan menjadi dua yaitu, *shock absorber* tipe hidrolik dan pneumatik. Sistem suspensi pada kendaraan saat ini sebagian besar menggunakan *shock absorber* tipe hidrolik karena memiliki reliabilitas tinggi, budget perawatan yang rendah, mudah dalam instalasi dan perawatannya, serta memiliki harga yang lebih murah. Tetapi di sisi lain, *shock absorber* tipe pneumatik ini memiliki beberapa kelebihan yaitu tidak mudah rusak akibat beban kejutan dan lebih aman karena tidak mudah terbakar seperti sistem hidrolik.

Pada tugas akhir ini, dilakukan perancangan *shock absorber* sederhana dan memanfaatkan udara sekitar. *Shock absorber* ini diberi nama *Atmospheric Pressure Shock Absorber* (APSA). APSA tidak menggunakan kompresor dalam penyuplai udara ke tabung silinder. Udara dari sekitar masuk melalui celah yang dilubangi (*orifice*) pada dinding tabung silinder *shock absorber* dengan ukuran yang telah disimulasikan dengan menggunakan *software* MATLAB Simulink. Jadi, *shock absorber*

ini menggunakan konsep *pressure drop*. Pada saat simulasi MATLAB Simulink, dilakukan perubahan parameter diameter silinder *shock absorber*, diameter *orifice*, dan diameter *piston rod*, agar dapat mengetahui parameter yang ideal untuk *shock absorber* dengan sistem APSA dan *shock absorber* tersebut akan dibuat untuk eksperimen langsung pada kendaraan. Diharapkan sistem APSA dapat memberikan performa yang sama atau bahkan lebih baik dari *shock absorber* yang telah ada dengan harga yang lebih murah dan perawatan yang lebih mudah.

1.2. Rumusan Masalah

Rumusan masalah pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana merancang bangun *shock absorber* sederhana dan memanfaatkan udara sekitar?
2. Bagaimana karakteristik gaya redam dan respon percepatan pada sistem APSA?
3. Bagaimana memodelkan dan menganalisa respon dinamis dari kendaraan dan penumpang akibat penggunaan sistem APSA pada mobil?
4. Bagaimana pengaruh parameter diameter silinder *shock absorber*, diameter *orifice*, dan diameter *piston rod* terhadap gaya redam dan respon percepatan?

1.3. Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Simulasi hanya menggunakan sistem seperempat kendaraan (*quarter car*).
2. Kendaraan yang digunakan adalah Daihatsu Gran Max.
3. Fluida kerja pada tabung silinder diasumsikan *incompressible flow*.
4. Kendaraan bergerak dengan kecepatan konstan.
5. Pengujian dilakukan pada siang hari dengan suhu 30°C.

1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Merancang bangun *shock absorber* sederhana dan memanfaatkan udara sekitar.
2. Mengetahui karakteristik gaya redam dan respon percepatan pada sistem APSA.
3. Memodelkan dan menganalisa respon dinamis dari kendaraan akibat penggunaan sistem APSA pada mobil.
4. Mengetahui pengaruh parameter diameter silinder *shock absorber*, diameter *orifice*, dan diameter *piston rod* terhadap gaya redam.

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Menjadi pertimbangan untuk perancangan desain sistem suspensi yang baru pada mobil.
2. Memberikan data tentang karakteristik gaya redam dan respon percepatan pada sistem APSA.
3. Memberikan informasi mengenai respon dinamis dari sistem seperempat kendaraan terhadap perubahan parameter diameter silinder *shock absorber*, diameter *orifice*, dan diameter *piston rod* penggunaan sistem APSA pada mobil.

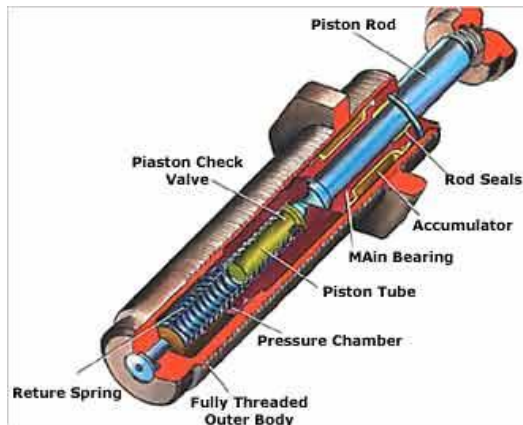
(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Sistem Peredam Getaran

Sistem suspensi pada suatu kendaraan memegang peranan penting dalam faktor keamanan dan kenyamanan. Dalam sistem suspensi, *shock absorber* merupakan komponen penting, yang berguna untuk meredam hentakan yang disebabkan oleh energi kinetik. Pada kendaraan, *shock absorber* berfungsi untuk meredam gaya osilasi dari pegas dengan mengubah energi kinetik menjadi energi panas yang dapat dihamburkan melalui fluida hidrolik.



Gambar 2. 1 Struktur *shock absorber*

Gambar 2.1 menunjukkan konstruksi *shock absorber* yang terdiri atas piston, *piston rod* dan tabung. Piston adalah komponen yang bergerak naik turun pada saat *shock absorber* bekerja. Lalu tabung adalah tempat dari fluida *shock absorber* dan sekaligus ruang untuk piston bergerak naik turun. Dan yang terakhir, *piston rod* adalah batang yang menghubungkan piston dengan tabung bagian atas (tabung luar) dari *shock absorber*.

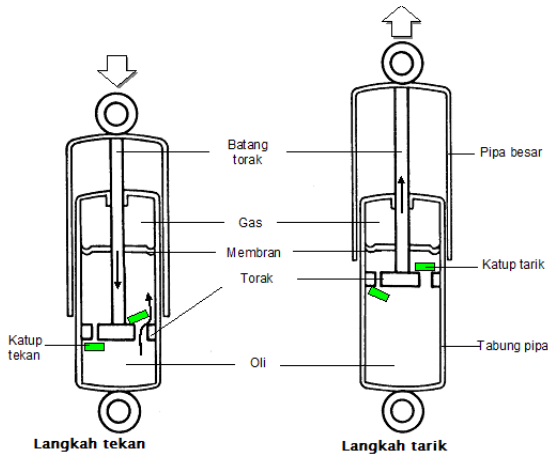


Gambar 2. 2 *Shock absorber* pada kendaraan

Peredam kejut (*shock absorber*) pada mobil memiliki komponen pada bagian atasnya terhubung dengan piston dan dipasangkan dengan rangka kendaraan. Bagian bawahnya, terpasang dengan silinder bagian bawah yang dipasangkan dengan as roda seperti yang terlihat pada gambar 2.2. Fluida menyebabkan gaya redaman yang bergantung pada kecepatan relatif dari kedua ujung unit tersebut. Hal ini membantu untuk mengendalikan guncangan pada roda.

Apabila pada suspensi hanya terdapat pegas, kendaraan akan cenderung berosilasi naik turun pada waktu menerima kejutan dari jalan. Akibatnya berkendara menjadi tidak nyaman. Untuk itu, *shock absorber* dipasang untuk meredam getaran dengan cepat agar memperoleh kenyamanan dalam berkendara dan kemampuan cengkeram ban terhadap jalan. Di dalam *shock absorber telescopic*, terdapat cairan khusus yang disebut minyak *shock absorber*. Pada *shock absorber* tipe ini, gaya redamnya dihasilkan oleh adanya tahanan aliran minyak melalui *orifice* pada saat piston bergerak.

2.2. Siklus Kompresi dan Ekspansi



Gambar 2. 3 Siklus kompresi dan ekspansi

Saat *shock absorber* ditekan karena gaya osilasi dari pegas suspensi, maka gerakan yang terjadi adalah *shock absorber* mengalami pemendekan ukuran. Siklus kompresi terjadi ketika piston bergerak ke bawah, menekan fluida hidrolik di dalam ruang bawah piston. Dan minyak *shock absorber* yang berada di bawah piston akan naik ke ruang atas piston melalui lubang yang ada pada piston. Sementara lubang kecil (*orifice*) pada piston tertutup karena katup menutup saluran *orifice* tersebut. Penutupan katup ini disebabkan karena peletakan katup yang berupa membran (plat tipis) dipasangkan dibawah piston, sehingga ketika minyak *shock absorber* berusaha naik ke atas maka katup membran ini akan terdorong oleh *shock absorber* dan akibatnya menutup saluran *orifice*. Jadi minyak *shock absorber* akan menuju ke atas melalui lubang yang besar pada piston, sementara minyak tidak bisa keluar melalui saluran *orifice* pada piston. Pada saat ini *shock absorber* tidak melakukan peredaman terhadap gaya osilasi dari pegas

suspensi, karena minyak dapat naik ke ruang di atas piston dengan sangat mudah.

Pada saat memanjang piston di dalam tabung akan bergerak dari bawah naik ke atas. Gerakan naik piston ini membuat minyak *shock absorber* yang sudah berada diatas menjadi tertekan. Minyak *shock absorber* ini akan mencari jalan keluar agar tidak tertekan oleh piston terus. Maka minyak ini akan mendorong katup pada saluran *orifice* untuk membuka dan minyak akan keluar atau turun ke bawah melalui saluran *orifice*. Pada saat ini katup pada lubang besar di piston akan tertutup karena letak katup ini yang berada di atas piston. Minyak *shock absorber* ini akan menekan katup lubang besar, piston ke bawah dan mengakibatkan katup ini tertutup. Tapi letak katup saluran *orifice* membuka karena letaknya berada di bawah piston, sehingga ketika minyak menekan ke bawah katup ini membuka. Pada saat ini minyak *shock absorber* hanya dapat turun ke bawah melalui saluran *orifice* yang kecil. Karena salurannya yang kecil, maka minyak *shock absorber* tidak akan bisa cepat turun ke bawah alias terhambat. Di saat inilah *shock absorber* melakukan peredaman terhadap gaya osilasi pegas suspensi.

2.3. Atmospheric Pressure Shock Absorber

Atmospheric Pressure Shock Absorber (APSA) adalah *shock absorber* yang menggunakan udara pada lingkungan sekitar sebagai fluida kerjanya dalam meredam gaya osilasi pegas. Konstruksi dari APSA terdiri atas piston, *piston rod*, tabung silinder dan *orifice*. Perbedaan APSA dengan *shock absorber* konvensional adalah penempatan *orifice* dan fluida kerjanya. Pada *shock absorber* konvensional, *orifice* berada di dalam tabung silinder yang terletak di piston untuk mengalirkan fluida dari ruang bawah tabung ke ruang atas tabung sedangkan pada APSA, *orifice* terletak pada tabung silinder untuk mengalirkan fluida dari dalam tabung ke lingkungan sekitar atau sebaliknya. Lalu fluida kerja pada *shock absorber* konvensional adalah minyak hidrolik sedangkan fluida kerja yang digunakan pada APSA adalah udara.



Gambar 2. 4 *Atmospheric Pressure Shock Absorber*

Prinsip kerja pada APSA dengan menggunakan konsep *pressure drop*. Udara akan bergerak dari tekanan tinggi ke tekanan rendah. Pada saat kompresi, piston akan bergerak turun dan ruang bawah tabung akan mengalami pengecilan sehingga tekanan pada ruang bawah tabung menjadi lebih tinggi dari atmosfer dan udara dari ruang bawah tabung akan keluar melalui *orifice* ke lingkungan sekitar. Pada saat ekspansi, piston akan bergerak naik dan ruang atas tabung akan mengalami pengecilan sehingga tekanan pada ruang atas tabung menjadi lebih tinggi dari atmosfer dan udara dari ruang atas tabung akan keluar melalui *orifice* ke lingkungan sekitar.

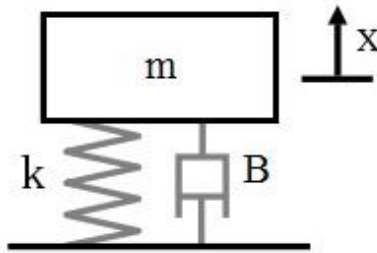
2.4. **Getaran**

Getaran didefinisikan sebagai gerakan bolak balik dari suatu benda dari titik awalnya melalui titik setimbangnya^[6]. Ilustrasi yang paling sederhana adalah sebuah pendulum yang berayun. Secara umum, sistem getaran termasuk sarana untuk menyimpan energi potensial (pegas), sarana untuk menyimpan energi kinetik (massa atau inersia), dan sarana untuk

menghilangkan energi secara bertahap (peredam)^[6]. Jika sistem teredam, beberapa energi akan terdisipasi ke dalam siklus getaran dan harus digantikan dengan sumber eksternal jika keadaan getaran stabil yang diinginkan. Sistem getaran yang sederhana meliputi massa, pegas, dan peredam.

Getaran dapat diklasifikasikan menjadi :

- *Free vibration*, terjadi ketika sistem mekanik berangkat dengan input awal dan kemudian dibiarkan bergetar secara bebas.
- *Free vibration with damping*



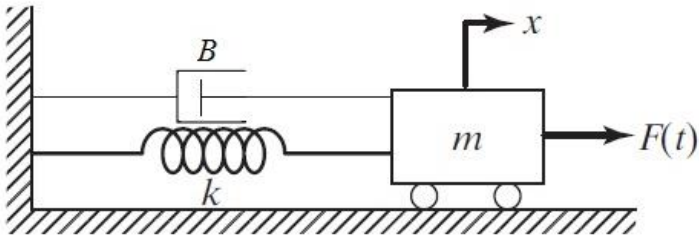
Gambar 2. 5 Contoh sederhana dari sistem *free vibration with damping*^[6]

Berikut penurunan persamaan dari gambar 2.4:

$$m\ddot{x} + B\dot{x} + kx = 0 \quad (2.1)$$

- *Forced vibration*, terjadi jika sistem mekanik terkena gaya luar.

- *Forced vibration with damping*



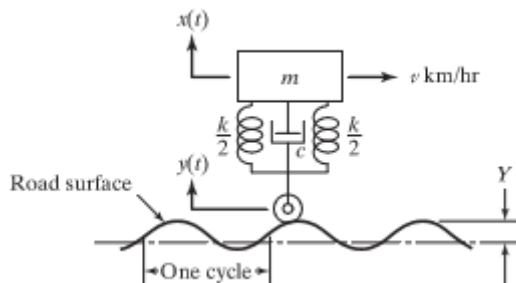
Gambar 2. 6 Contoh sederhana dari sistem *forced vibration with damping*^[6]

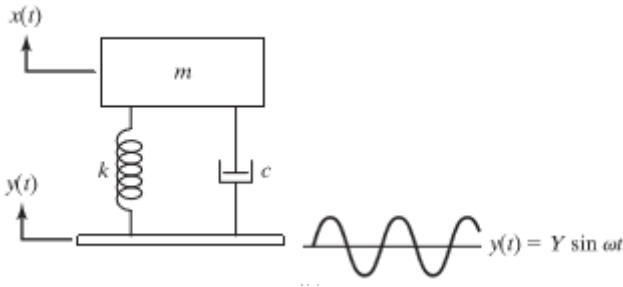
Berikut penurunan persamaan dari gambar 2.5:

$$m\ddot{x} + B\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.2)$$

2.5. *Relative Motion of Base*

Pada saat kendaraan melewati jalanan kasar, sistem suspensi kendaraan bergerak relatif terhadap profil jalanan ditunjukkan pada gambar 2.7. Persamaan gerak dari sistem yang bergerak relatif ditunjukkan pada persamaan 2.3.





Gambar 2. 7 Kendaraan yang melewati jalanan kasar^[6]

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{y} + ky \quad (2.3)$$

Dimana :

$$y = y_0 \sin\left(\frac{\pi}{t_0} t\right)$$

$$\dot{y} = \frac{\pi}{t_0} y_0 \cos\left(\frac{\pi}{t_0} t\right)$$

Dengan $t_0 = \frac{s}{v}$, dimana s adalah panjang *bump* dan v adalah kecepatan kendaraan.

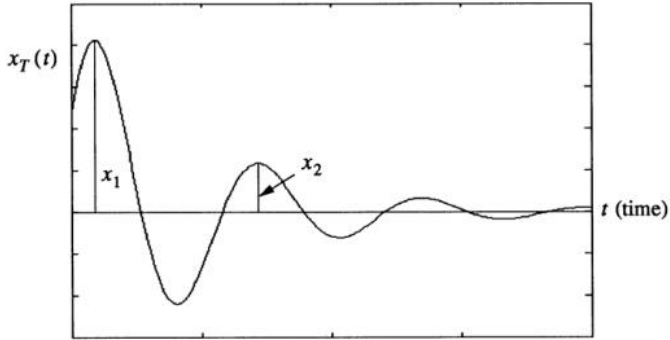
\dot{r} adalah kecepatan relatif antara kendaraan dengan *base* (kecepatan gerak *shock absorber*), maka :

$$\dot{r} = \dot{x} - \dot{y} \quad (2.4)$$

2.6. Logarithmic Decrement

Logarithmic decrement menunjukkan tingkat dimana amplitudo *free damped vibration* menurun. Ini didefinisikan sebagai logaritma natural dari rasio dua amplitudo berturut-turut. Tes getaran bebas merupakan suatu cara dalam menentukan rasio redaman. Jika suatu sistem mengalami respon getaran bebas,

amplitudonya akan berkurang secara eksponensial dengan waktu seperti pada gambar 2.8. Dengan mengetahui besarnya *logarithmic decrement*, maka besarnya konstanta redaman pada sistem juga dapat diketahui.



Gambar 2. 8 Respon perpindahan terhadap waktu dari sistem yang bergetar bebas^[6]

Persamaan yang digunakan pada gambar 2.8 :

$$x(t) = C e^{-\zeta \omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi) \quad (2.5)$$

Dengan t sebagai waktu pada saat puncak pertama dan kedua, menunjukkan perpindahan puncak yang dimaksud sebagai x_1 dan x_2 ., dan membentuk rasio :

$$\begin{aligned} \frac{x_1}{x_2} &= \frac{x_1(t)}{x_2(t)} = \frac{C e^{-\zeta \omega_n t_1} \cos(\omega_d t_1 - \phi)}{C e^{-\zeta \omega_n t_2} \cos(\omega_d t_2 - \phi)} \\ &= \frac{e^{-\zeta \omega_n t_1} \cos(\omega_d t_1 - \phi)}{e^{-\zeta \omega_n t_2} \cos(\omega_d t_2 - \phi)} \end{aligned}$$

Dimana : $T = \frac{2\pi}{\omega_z}$ adalah periode dari osilasi teredam lalu karena :

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.6)$$

Maka akan diperoleh :

$$\begin{aligned} \frac{x_1}{x_2} &= \frac{x_1(t)}{x_2(t)} = \frac{e^{-\zeta \omega_n t_1} \cos(\omega_d t_1 - \phi)}{e^{-\zeta \omega_n (t_1 + T)} \cos(\omega_d (t_1 + T) - \phi)} \\ &= \frac{e^{\zeta \omega_n t_1} \cos(\omega_d t_1 - \phi)}{\cos(\omega_d t_1 - \phi + 2\pi)} = e^{\zeta \omega_n T} \\ \frac{x_1}{x_2} &= \frac{e^{2\pi \zeta}}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Jika kedua ruas dilogaritma naturalkan :

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}}$$

Dari grafik simpangan terhadap waktu pada gambar 2.8 akan diperoleh harga x_1 dan x_2 , kemudian nilai tersebut dimasukkan pada persamaan *logarithmic decrement*, dimana :

$$\begin{aligned} \delta &= \ln \frac{x_1}{x_2} \\ \zeta &= \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \end{aligned} \quad (2.8)$$

dimana : $\zeta = \text{damping ratio}$
 $\delta = \text{logarithmic decrement}$

Dari nilai *damping ratio* dapat dicari besarnya konstanta redaman dari sistem dengan menggunakan persamaan 2.9.

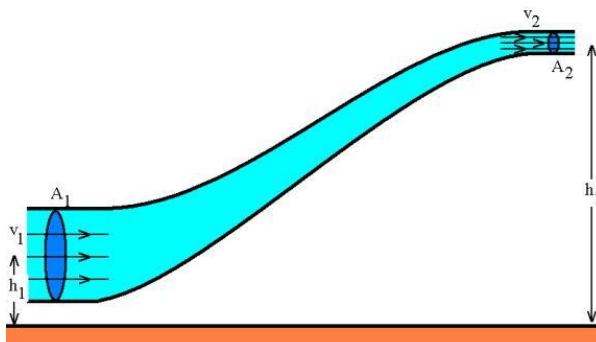
$$\zeta = \frac{c}{Cc} = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (2.9)$$

2.7. Persamaan Pada Mekanisme Hidraulis

2.7.1. Persamaan Bernoulli

Persamaan Bernoulli menyatakan bahwa jumlah energi pada suatu titik di dalam suatu aliran tertutup sama besarnya dengan jumlah energi di titik lain pada jalur aliran yang sama. Prinsip ini diambil dari nama ilmuwan Belanda/Swiss yang bernama Daniel Bernoulli^[7].

Dalam bentuknya yang sudah disederhanakan, secara umum terdapat dua bentuk persamaan Bernoulli; yang pertama berlaku untuk aliran tak-termampatkan (*incompressible flow*), dan yang lain adalah untuk fluida termampatkan (*compressible flow*). Berikut ini persamaan Bernoulli untuk aliran yang tak termampatkan (*incompressible flow*) :



Gambar 2. 9 Penerapan hukum Bernoulli pada sebuah pipa^[7]

Persamaan Bernoulli :

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2 \quad (2.10)$$

Keterangan:

p_1 : Tekanan fluida pada kondisi 1 (N/m²)

p_2 : Tekanan fluida pada kondisi 2 (N/m²)

v_1 : Kecepatan aliran fluida pada kondisi 1 (m/s)

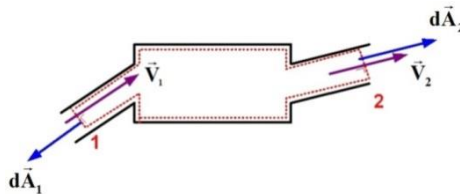
v_2 : Kecepatan aliran fluida pada kondisi 2 ($\frac{m}{s}$)

h_1 : Tinggi pipa kondisi 1 (m)

h_2 : Tinggi pipa kondisi 2 (m)

g : gravitasi bumi (9.8 m/s²)

2.7.2. Konservasi Massa pada Mekanika Fluida



Gambar 2. 10 Ilustrasi untuk aliran dalam suatu kontrol volume^[7]

$$\left(\frac{dM}{dt} \right)_{system} = 0 \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (2.12)$$

karena diasumsikan aliran *incompressible*, $\rho = \text{konstan}$, sehingga:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \rho \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$$

$$\rho \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$$

$$\int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (2.13)$$

dimana

ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)

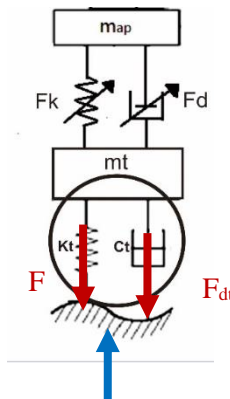
V : volume fluida (m^3)

\vec{V} : kecepatan (m/s)

A : luas area (m^2)

2.7.3. Gaya Tekan Ban (*Road Holding*)

Gaya tekan ban (*Road Holding*) merupakan kemampuan dari ban untuk menapak jalan pada saat berinteraksi dengan jalan akibat dari adanya sistem suspensi. Besarnya gaya tekan ban sebanding dengan gaya normal akibat gaya pegas dan gaya redam pada ban yang menekan jalan sesuai dengan persamaan 2.14.



Gambar 2. 11 *Free body diagram* gaya tekan ban

Berdasarkan gambar 2.11, besarnya gaya tekan ban yaitu,

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \Sigma F_x &= 0 \\
 F_N - F_{d_t} - F_{k_t} &= 0 \\
 F_N &= F_{d_t} + F_{k_t}
 \end{aligned}
 \tag{2.14}$$

dimana

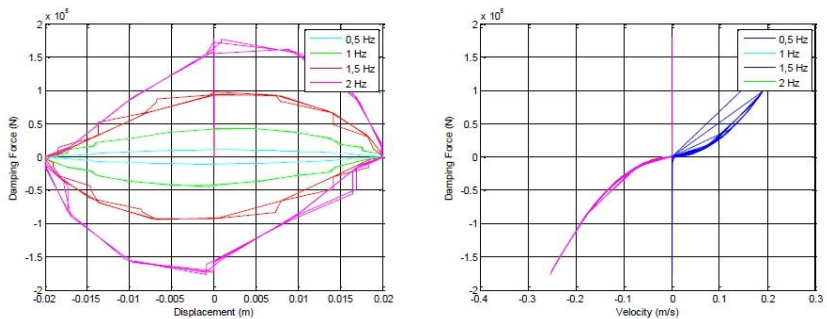
F_N : gaya tekan ban (N)
 F_{d_t} : gaya redam dari ban (N)
 F_{k_t} : gaya pegas dari ban (N)

2.8. Penelitian Terdahulu

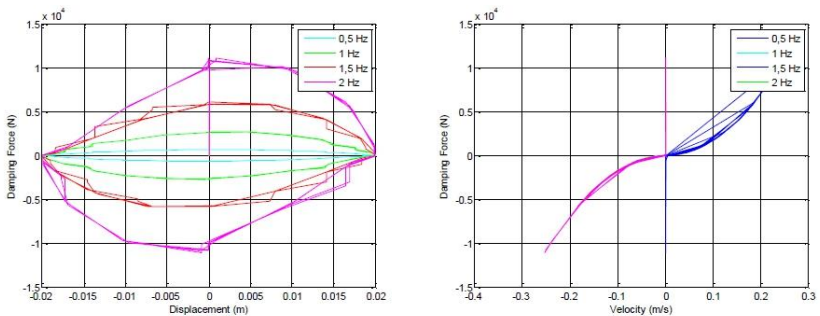
2.8.1 Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Hydro-Pneumatic* Terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas

Pada tahun 2016, Istina Rahmawati melakukan penelitian mengenai suspensi *hydro-pneumatic* dan telah dimuat dengan judul “Permodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Hydro-Pneumatic* terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas Serta Respon Dinamis Mobil”^[1]. Melalui model matematis dan permodelan pada *software* Matlab, penelitian ini menjelaskan dan membahas karakteristik dari sistem suspensi *hydro-pneumatic shock absorber* pada mobil dengan perubahan parameter. Input yang digunakan pada tugas akhir ini adalah input sinusoidal dan *bump modified*. Dari sistem suspensi *hydro-pneumatic* didapatkan hasil bahwa semakin kecil diameter *orifice* (D_0) maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Semakin besar tekanan awal gas (p_0), maka gaya pegas yang dihasilkan semakin besar. Semakin besar volume awal gas (V_0) yang digunakan, maka gaya pegas yang dihasilkan semakin kecil. Pada sistem seperempat kendaraan mobil dengan penggunaan sistem suspensi *hydro-pneumatic* untuk input *bump modified* dengan variasi jenis gas dan tekanan awal gas, respon kendaraan dan penumpang berturut-turut mencapai kondisi *steady state* kurang dari 2 detik dan 1,5 detik. Sedangkan untuk input sinusoidal dengan variasi jenis gas dan tekanan awal gas, respon kendaraan dan penumpang mencapai kondisi *steady state* kurang dari 3 detik. Dari kedua jenis variasi jenis gas dan tekanan

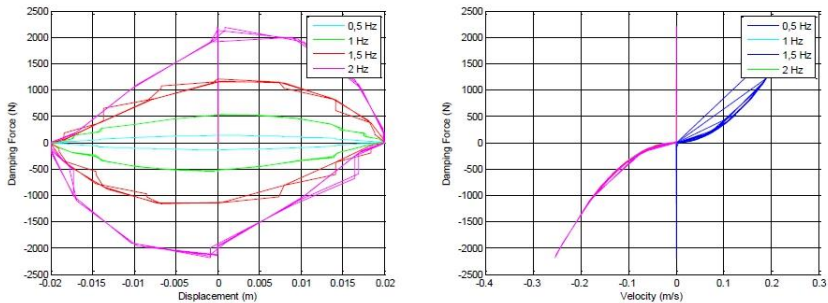
awal gas yang digunakan pada simulasi, hasil dari nilai RMS untuk percepatan getaran penumpang adalah tidak ada keluhan (nyaman) apabila dibandingkan dengan standar ISO 2631 dan mencapai ketahanan lebih dari 24 jam. Untuk gaya tekan ban (*road holding*) untuk variasi jenis gas maupun tekanan gas bernilai positif, sehingga ban dalam posisi aman, yaitu masih menapak jalan.



Gambar 2. 12 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter *orifice* ($D_o = 1 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi^[1]



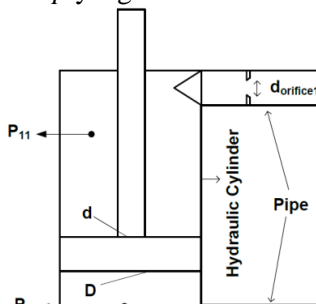
Gambar 2. 13 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter *orifice* ($D_o = 2 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi^[1]



Gambar 2. 14 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter *orifice* ($D_o = 3 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi^[1]

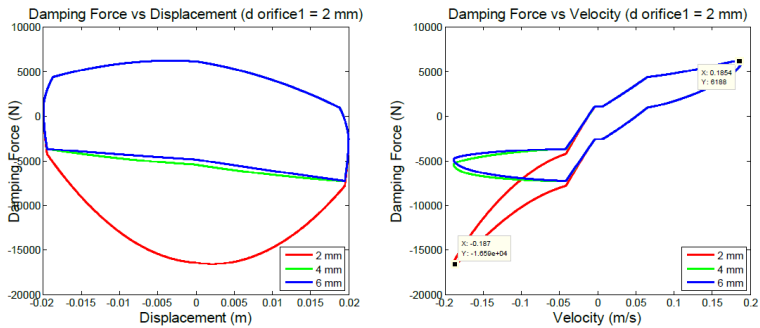
2.8.2. Variasi Luasan Orifice Pada Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber (HMRSA)

Penelitian mengenai pengaruh variasi luasan *orifice* terhadap gaya redam pada *Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber* (HMRSA)^[2] dilakukan oleh Aulia Wardani pada tahun 2015. Pada saat simulasi dengan Matlab pada model seperempat kendaraan (*quarter car model*), didapatkan respon getaran akibat 2 jenis input, yaitu input sinusoidal dengan variasi kecepatan kendaraan dan input *bump* yang dimodifikasi.

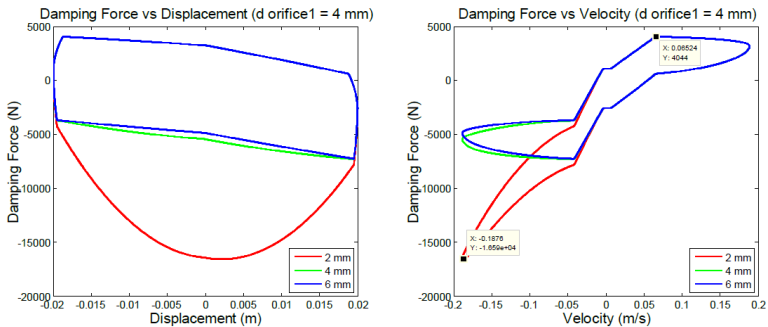


Gambar 2. 15 Skema sistem hidrolik^[2]

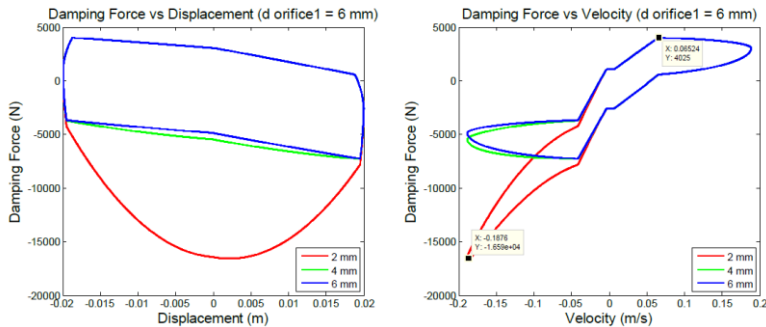
Beberapa simulasi yang dilakukan yaitu simulasi pada silinder hidrolik dengan variasi frekuensi (0.5 – 2.5 Hz), variasi diameter silinder hidrolik (5 cm - 3 cm dan 3 cm - 1.8 cm), dan variasi diameter *orifice* (2 mm, 4 mm, dan 6 mm). Dari hasil simulasi tersebut didapatkan perbedaan karakteristik dinamis yang dihasilkan pada variasi input (sinusoidal dan *bump* yang dimodifikasi).



Gambar 2. 16 Grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan dengan diameter *orifice* sebesar 2 mm^[2]



Gambar 2. 17 Grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan dengan diameter *orifice* sebesar 4 mm^[2]

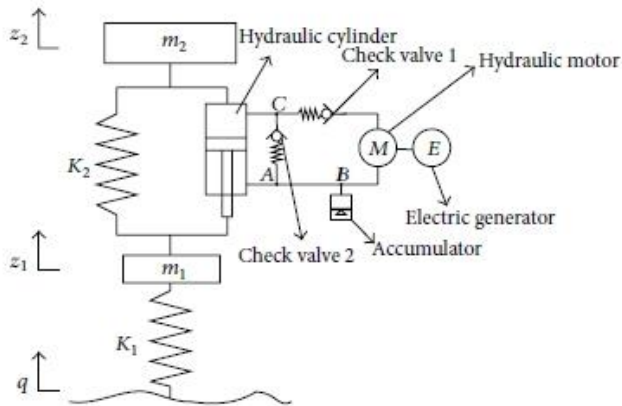


Gambar 2. 18 Grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan dengan diameter *orifice* sebesar 6 mm^[2]

Dari gambar 2.16, 2.17, dan 2.18 menunjukkan grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan dengan variasi diameter *orifice*. Dari grafik respon di atas, dapat ditarik kesimpulan bahwa, semakin kecil diameter suatu *orifice* maka gaya redamnya semakin besar, begitu pula sebaliknya.

2.8.3. Parameters Analysis of Hydraulic-Electrical Energy Regenerative Absorber on Suspension Performance

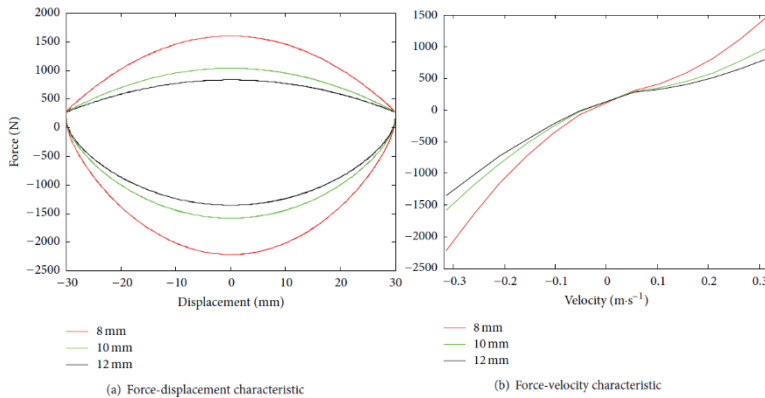
Pada tahun 2014, Zhang et al. dari *Wuhan University of Technology* melakukan penelitian mengenai suspensi yaitu *Hydraulic-Electrical Energy Regenerative Absorber on Suspension Performance*^[3]. Simulasi gaya redam terhadap perpindahan dan gaya redam terhadap kecepatan dilakukan dengan frekuensi 1.67 Hz dan input sinusoidal. Ada beberapa faktor yang mempengaruhi performa sistem yaitu tekanan pengisian dan volume akumulator, *displacement* motor hidrolik, luasan *orifice* pada *check valve*, dan diameter dalam pada pipa hidrolik. *Hydraulic-Electricity Energy Regenerative Suspension* (HEERS) ini terdiri dari beberapa komponen, yaitu silinder hidrolik, pipa hidrolik, *check valve*, motor hidrolik, generator, dan akumulator seperti pada gambar 2.15.



Gambar 2. 19 Diagram Skematik dari HEERS. Node A, B, dan C di pipa hidraulik (ditunjukkan dengan titik)^[3]

Prinsip kerja dari HEERS yaitu pada saat kompresi, oli pada silinder peredam mengalir ke atas karena gerakan piston. Ketika melewati *node C*, minyak mengalir ke *check valve 2* dikarenakan *check valve 1* tertutup pada saat *check valve 2* terbuka. Pada saat melewati *node A*, sebagian besar minyak akan mengalir ke bagian dalam silinder, karena tekanan yang lebih tinggi pada saluran pipa oli yang terletak pada sisi kanan *node A* selama ekspansi dan tekanan yang lebih rendah pada bagian dalam silinder. Karena kontraksi rongga batang, oli terhalang masuk ke bagian dalam silinder dan akhirnya mengalir melewati akumulator melalui *node B*. Pada saat ekspansi, oli pada silinder peredam digerakkan oleh piston mengalir menuju sisi kanan dan melalui *node A*, karena *valve 2* tertutup. Ketika melewati *node B*, oli akan mengalir ke dalam motor hidraulik secara berangsur-angsur, karena pengisian akumulator selama kompresi dan generator digerakkan oleh motor hidraulik. Pada akhirnya oli mengalir melalui motor hidraulik kemudian masuk ke bagian atas silinder melewati *valve 1*.

Pada saat simulasi, HEERS dipasang pada kendaraan tipe SUV. Berikut grafik yang dihasilkan simulasi HEERS dengan variasi diameter dalam pipa hidrolik.

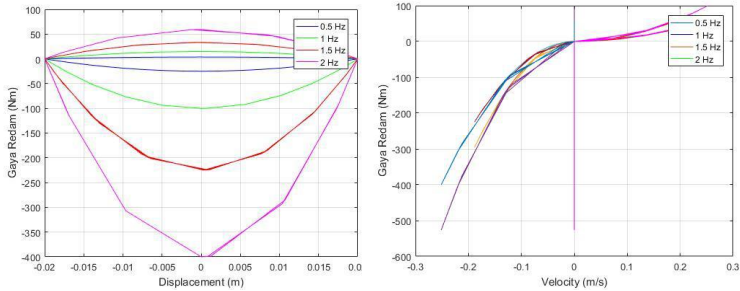


Gambar 2. 20 Pengaruh perbedaan diameter dalam pipa hidrolik^[3]

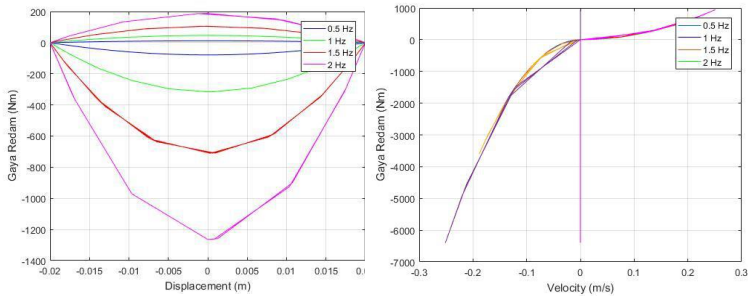
2.8.4. Pengaruh Variasi Luasan Sisi Kompresi dan Ekspansi dengan Perubahan Diameter Piston, *Orifice*, dan *Piston Rod* Terhadap Gaya Redam *Shock Absorber*

Pada tahun 2017, M Fauzi Rahman melakukan penelitian mengenai pengaruh variasi luasan sisi kompresi dan ekspansi dengan perubahan diameter piston, *orifice*, dan *piston rod* terhadap gaya redam *shock absorber*^[4]. Dalam penelitiannya, perubahan parameter yang dilakukan pada sistem suspensi ini seperti variasi diameter piston (D_p) sebesar 0.02-0.018 m, variasi diameter *piston rod* sebesar 0.010-0.004 m dan variasi diameter *orifice* sebesar 0.002-0.001 m. Analisis sistem suspensi yang dilakukan didasarkan pada pemodelan setengah kendaraan pada motor Mio J. Gambar 2.16 merupakan hasil simulasi silinder hidrolik pada diameter piston sebesar 0,02 m dengan variasi diameter *piston rod* dan diameter *orifice* yang terdiri dari grafik gaya redam terhadap perpindahan maupun kecepatan dari massa *sprung*. Di bawah ini

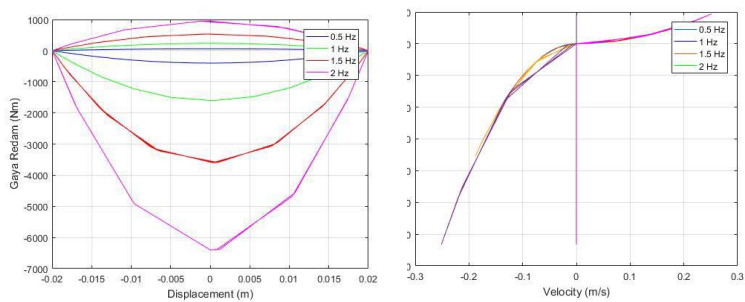
merupakan grafik simulasi untuk pasangan silinder hidrolik pada diameter piston konstan sebesar 0,02 m, diameter *piston rod* sebesar 0,01 m dan variasi diameter *orifice* (0,02 m, 0,0015 m, 0,001 m).



(a)



(b)



(c)

Gambar 2. 21 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan variasi D_o (a) 0,002 m, (b) 0,0015 m, (c) 0,001 m^[4]

Tabel 2. 2 Hasil simulasi pasangan silinder hidrolik pada diameter piston sebesar 0,018 m^[4]

Diameter Orifice (D_o)	Gaya Redam		
	$D_p = 0,018 \text{ m}$ $D_{pr} = 0,01 \text{ m}$	$D_p = 0,018 \text{ m}$ $D_{pr} = 0,008 \text{ m}$	$D_p = 0,018 \text{ m}$ $D_{pr} = 0,006 \text{ m}$
0,002 m	166 N	260 N	353 N
0,0015 m	526 N	822 N	1118 N
0,001 m	2664 N	4166 N	5662 N

Tabel 2. 1 Hasil simulasi pasangan silinder hidrolik pada diameter piston sebesar 0,02 m^[4]

Diameter Orifice (D_o)	Gaya Redam		
	$D_p = 0,02 \text{ m}$ $D_{pr} = 0,01 \text{ m}$	$D_p = 0,02 \text{ m}$ $D_{pr} = 0,008 \text{ m}$	$D_p = 0,02 \text{ m}$ $D_{pr} = 0,006 \text{ m}$
0,002 m	399 N	561 N	714 N
0,0015 m	1264 N	1776 N	2258 N
0,001 m	6399 N	8991 N	11431 N

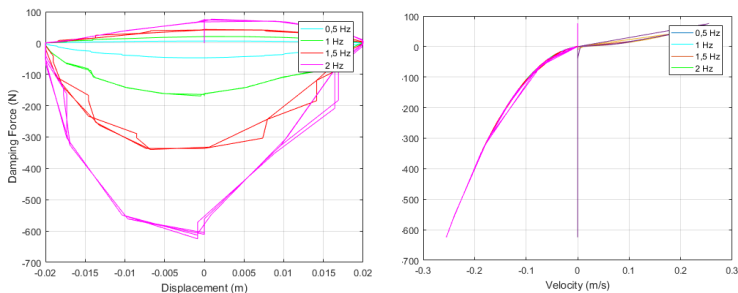
Dari tabel 2.1 dan 2.2, terlihat bahwa nilai gaya redam yang dihasilkan saat diameter piston 0,018 m lebih kecil jika dibandingkan dengan nilai gaya redam pada saat diameter piston 0,02 m. Hal ini dikarenakan diameter piston dan diameter *piston rod* sangat berpengaruh terhadap luasan yang bekerja pada saat proses kompresi dan ekspansi. Berdasarkan persamaan gaya redam yang digunakan pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* yaitu selisih antara luasan piston dan luasan *piston rod* ($A_p - A_{pr}$)

berbanding lurus dengan gaya redam yang dihasilkan (F_d), semakin besar selisih luasan antara piston dan *piston rod* maka gaya redam yang dihasilkan akan semakin besar. Gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi *hydraulic shock absorber* akan semakin besar apabila semakin besar frekuensi dari perpindahan batang piston, dan semakin kecil diameter *orifice* (A_o).

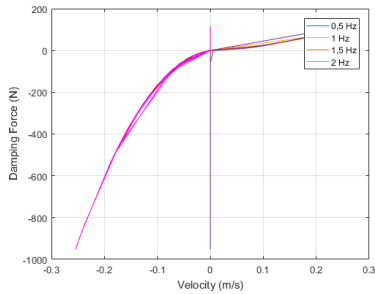
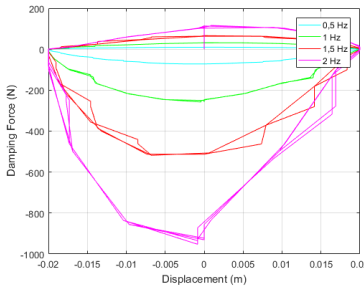
2.8.5. Pengaruh Diameter *Orifice* Terhadap Gaya Redam *Shock Absorber*

Pada tahun 2017, Newanda Asa Wahid melakukan penelitian mengenai pengaruh diameter *orifice* terhadap gaya redam *shock absorber*^[5]. Dalam penelitiannya dilakukan pemodelan dan analisis pengaruh perubahan sistem suspensi sepeda motor Yamaha Jupiter Z 2008 khususnya pada komponen monotube *hydraulic shock absorber* yang didasarkan pada pemodelan setengah kendaraan. Parameter yang divariasikan adalah diameter *orifice* saat kompresi (Do_{comp}) sebesar 1,2 – 1,5 mm, saat ekspansi (Do_{exp}) sebesar 0,8 – 1 mm. Input yang digunakan pada simulasi adalah input sinusoidal dan input *bump modified*. Gambar 2.19 merupakan grafik hasil simulasi sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* dengan parameter diameter *orifice*. Didapatkan hasil berupa grafik gaya redam terhadap perpindahan dan juga terhadap kecepatan sebagai berikut:

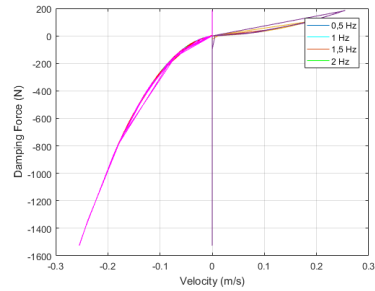
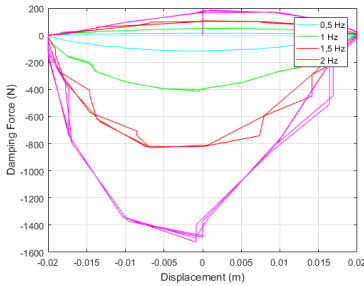
- Oli Yamaha-KYB ($\nu=11,3 \text{ cSt}$; $\rho=859 \text{ kg/m}^3$)



(a) $Do_1=0,0015 \text{ m}$; $Do_2=0,001 \text{ m}$ (b) $Do_1=0,0015 \text{ m}$; $Do_2=0,001 \text{ m}$



(c) $Do_1=0,00135$ m; $Do_2=0,0009$ m (d) $Do_1=0,00135$ m;
 $Do_2=0,0009$ m



(e) $Do_1=0,0012$ m; $Do_2=0,0008$ m (f) $Do_1=0,0012$ m; $Do_2=0,0008$ m

Gambar 2. 22 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam dengan jenis oli Yamaha-KYB pada variasi diameter *orifice* kompresi ($Docom = 0,0015-0,0012$ m), diameter *orifice* ekspansi ($Doexp = 0,0010 - 0,0008$ m), dan variasi frekuensi^[5]

Tabel 2. 3 Hasil simulasi sistem suspensi dengan variasi diameter *orifice*^[5]

Variasi ke-	JENIS OLI	Fd kompresi (N)	Fd ekspansi (N)
		2 Hz	2 Hz
1	Yamaha (KYB)	76,24	624,86
2		116,21	952,40
3		186,15	1525,6

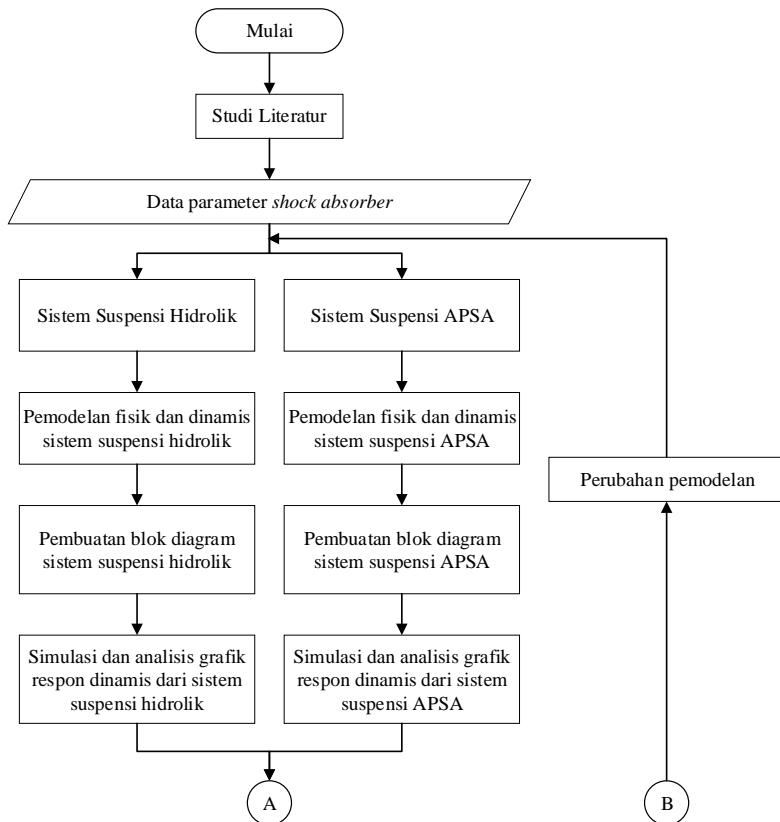
Dari tabel 2.3 di atas terlihat bahwa untuk jenis oli yang sama, misalnya Yamaha-KYB, maka nilai gaya redam yang dihasilkan saat kompresi maupun ekspansi akan semakin besar seiring dengan mengecilnya diameter *orifice*. Hal ini sesuai dengan persamaan gaya redam total yaitu persamaan 4.3 dimana luasan *orifice* berbanding terbalik terhadap gaya redam.

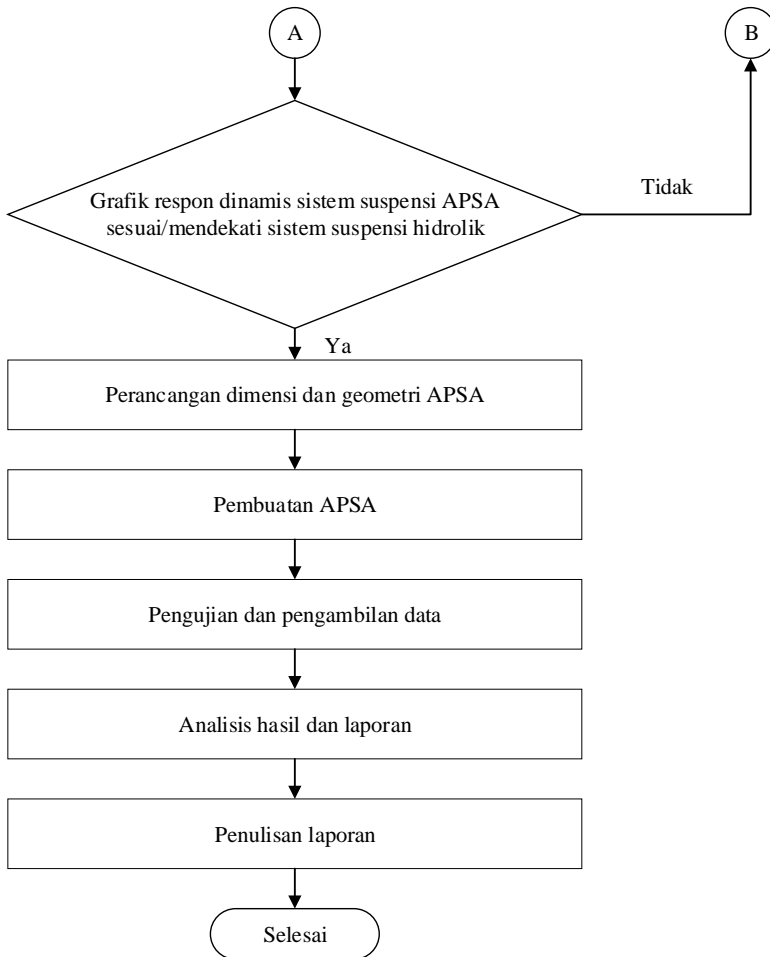
(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI

3.1 *Flowchart Penelitian*

Penulisan tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan dari sistem *Atmospheric Pressure Shock Absorber* (APSA) pada mobil. Dalam proses analisis dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.1.





Gambar 3. 1 Diagram alir penyelesaian tugas akhir

Metode pelaksanaan tugas akhir ini secara umum ditunjukkan pada gambar 3.1. Pengerjaan tugas akhir dimulai dari studi literatur, yaitu dengan mencari referensi penelitian-penelitian yang berhubungan dengan topik tugas akhir, dan melakukan

pembelajaran dengan menggunakan *software* MATLAB Simulink. Langkah selanjutnya yaitu menentukan data parameter dari *shock absorber* yang akan digunakan pada tugas akhir. Data parameter tersebut dapat digunakan untuk melakukan pemodelan sistem suspensi konvensional dan APSA. Kemudian dari pemodelan dinamis sistem suspensi, dilakukan pembuatan blok diagram pada *software* Simulink dengan memasukkan data-data parameter yang sudah ditentukan, kemudian disimulasikan dengan input sinusoidal dan *bump*, lalu akan menampilkan grafik gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan dari variasi diameter silinder, diameter *orifice*, dan diameter *piston rod*. Setelah grafik yang disimulasikan MATLAB Simulink sesuai/mendekati antara sistem suspensi konvensional dan APSA, dilakukan perancangan dimensi dan geometri sistem APSA. Dengan data tersebut, APSA diproduksi dan diuji coba pada kendaraan angkut Daihatsu Gran Max. Uji coba tersebut dilakukan dengan berbagai alat seperti *accelerometer*, *oscilloscope*, dan lain-lain. Data yang didapatkan dianalisis, kemudian tahap terakhir adalah penyusunan laporan tugas akhir.

3.2. Studi Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan referensi-referensi yang dapat menunjang dalam menganalisis sistem suspensi *Atmospheric Pressure Shock Absorber*. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Adapun materi dari studi literatur yang mendukung dalam penulisan Tugas Akhir ini yaitu mekanika getaran dasar, pemodelan sistem dinamis, sistem hidrolik, sistem pneumatik, serta pembuatan blok diagram pada MATLAB Simulink. Sedangkan studi lapangan yang dilakukan meliputi penentuan nilai parameter yang digunakan dalam pemodelan dan simulasi sistem. Nilai parameter tersebut adalah berupa data teknis yang meliputi dimensi dan massa sistem seperempat kendaraan, komponen hidrolik berupa dimensi *shock absorber*, massa mobil saat kosong dan massa maksimum mobil

dengan adanya penumpang, dan kecepatan saat berjalan dari mobil Daihatsu Gran Max.

Referensi untuk studi literatur didapat dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan. Sedangkan studi lapangan didapat dari data hasil penelitian oleh kelompok yang membuat perancangan alat terkait.

3.3. Data Parameter Shock Absorber

Pada tahap ini, akan dilakukan analisis pada kejadian bencana alam. Hal ini dilakukan agar penulis mendapatkan kriteria khusus alat evakuasi bencana alam. Output dari proses ini akan menjadi bahan pertimbangan dalam penentuan parameter desain CDPR. Sebelum parameter desain ditentukan, konsep CDPR akan didalami terlebih dahulu pada bagian studi literature.

Pada tugas akhir ini menggunakan dua jenis *shock absorber* yaitu *shock absorber* konvensional dan sistem APSA (*Atmospheric Pressure Shock Absorber*). Perbandingan dua jenis *shock absorber* ini ditujukan untuk mengetahui karakteristik dinamis dari *shock absorber* konvensional dengan sistem APSA. Data parameter *shock absorber* konvensional ini didapatkan dari referensi penelitian-penelitian sebelumnya. Sedangkan data parameter APSA didapatkan setelah hasil simulasi. Data parameter *shock absorber* konvensional yang digunakan untuk tugas akhir dapat dilihat pada tabel 3.1.

Tabel 3. 1 Data parameter *shock absorber* konvensional

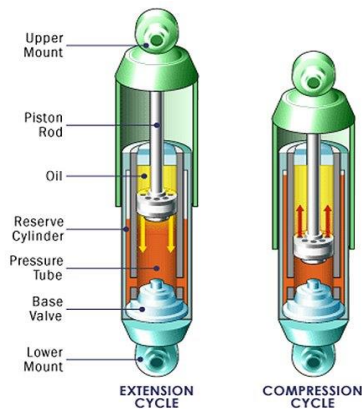
Parameter	Nilai
Diameter <i>rod</i> piston (d_{pr})	18 mm
Diameter <i>bore</i> Piston (d_p)	32 mm
Diameter <i>orifice</i> ekspansi (d_e)	2.5 mm
Diameter <i>orifice</i> kompresi (d_k)	3 mm

Massa jenis fluida (ρ)	860 kg/m ³
Viskositas kinematik fluida (ν) (ISO VG 10)	10 mm ² /s
Koefisien <i>discharge</i>	0.3

3.4. Pemodelan Fisik dan Dinamis *Shock Absorber Konvensional* dan APSA

Untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang dibahas, maka dilakukan studi literatur yang berhubungan dengan permodelan CDPR dan optimasi dari desain. Studi literatur dilakukan dengan membaca jurnal, buku dan thesis. Output yang diharapkan dari proses ini adalah pengetahuan yang cukup untuk melanjutkan penelitian.

3.4.1. Pemodelan Fisik Sistem *Shock Absorber Konvensional*



Gambar 3. 2 Model fisik *shock absorber* konvensional

Gambar 3.2 memperlihatkan model fisik dari suatu *shock absorber* konvensional. Model fisik *shock absorber* konvensional pada umumnya meliputi piston, *piston rod*, *orifice*, dan fluida kerja berupa minyak hidrolik. Pada saat kondisi kompresi terlihat pada gambar 3.2 sebelah kanan, oli suspensi ditekan oleh piston dengan *orifice* setelah mendapatkan gaya dari luar, sehingga mendorong oli ke rongga-rongga di samping, sehingga memberikan gaya redam pada kendaraan. Sedangkan kondisi ekspansi terlihat pada gambar 3.2 sebelah kiri terjadi ketika terjadi gaya tarik pada piston, sehingga fluida yang sudah masuk ke dalam rongga-rongga tertarik kembali.

3.4.2. Pemodelan Fisik Sistem APSA (*Atmospheric Pressure Shock Absorber*)



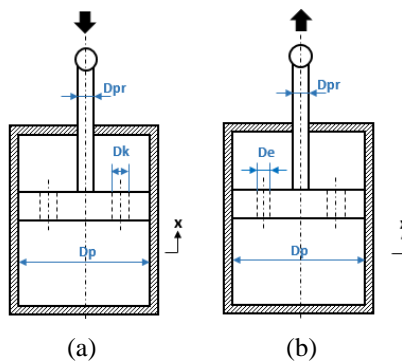
Gambar 3. 3 Model fisik *Atmospheric Pressure Shock Absorber*

Pada gambar 3.3, memperlihatkan model fisik dari *Atmospheric Pressure Shock Absorber* (APSA) yang meliputi piston, *piston rod*, *orifice*, dan tabung silinder. Sistem APSA merupakan sistem suspensi yang memanfaatkan aliran udara sekitar untuk meredam getaran pada mobil. Jadi, pada sistem

APSA menggunakan udara sebagai fluida kerjanya. Mirip dengan sistem suspensi pneumatik pada umumnya tetapi memiliki beberapa perbedaan. Pada sistem APSA, menggunakan udara langsung dari lingkungan tidak dari tabung seperti pada sistem suspensi pneumatik. Lalu pada sistem APSA tidak menggunakan kontrol dalam pengaturan *shock absorber*, tidak seperti sistem pneumatik yang dapat mengatur ketinggian lewat sistem kontrol. Sistem APSA ini dapat meredam getaran berdasarkan konsep *pressure drop*. Jadi udara yang melewati *body* dari tabung *shock absorber* akan masuk melalui celah sempit (*orifice*) pada tabung silinder dan piston akan mengompresi lalu mengakibatkan tabung pada bagian atas memiliki tekanan yang rendah dan tabung bagian bawah memiliki tekanan yang tinggi, begitu sebaliknya pada saat kondisi ekspansi, sehingga getaran pada bodi kendaraan dapat teredam.

3.4.3. Pemodelan Dinamis Sistem *Shock Absorber* Konvensional

Pemodelan dinamis untuk sistem suspensi hidraulis seperti yang terdapat pada gambar 3.4 meliputi silinder hidraulis, piston, *orifice*, dan fluida kerja. Fluida kerja pada sistem suspensi hidraulis ini adalah minyak. Gaya redam yang terjadi dihasilkan oleh adanya tahanan aliran minyak melalui *orifice* (lubang kecil) pada waktu piston bergerak.



Gambar 3. 4 Pemodelan dinamis untuk sistem suspensi hidrolik
(a) siklus kompresi dan (b) siklus ekspansi

dimana :

- Dpr = diameter *piston rod* (m)
- Dp = diameter piston (m)
- Dk = diameter kompresi (m)
- De = diameter ekspansi (m)

Gaya redam (Fd) pada sistem suspensi menggunakan minyak yang diasumsikan fluida inkompresibel dan ΔP menunjukkan perbedaan tekanan antara ruang atas dan ruang bawah tabung. Persamaan yang digunakan pada sistem suspensi hidrolik menggunakan hukum Bernoulli dan konservasi massa. Dari hukum Bernoulli, didapat persamaan sebagai berikut :

$$P_o + \frac{1}{2}\rho v_o^2 + \rho gh_o = P_p + \frac{1}{2}\rho v_p^2 + \rho gh_p$$

$h_o = h_p$, sehingga :

$$P_o + \frac{1}{2}\rho v_o^2 = P_p + \frac{1}{2}\rho v_p^2$$

$$P_o - P_p = \frac{1}{2}\rho(v_o^2 - v_p^2)$$

$$\Delta P = \frac{1}{2}\rho(v_o^2 - v_p^2) \quad (3.1)$$

dimana :

- P_o = Tekanan minyak memasuki *orifice* (N/m²)
- P_p = Tekanan pada kondisi akhir (N/m²)
- ρ = Densitas minyak (kg/m³)
- v_o = Kecepatan minyak memasuki *orifice* (m/s²)
- v_p = Kecepatan piston (m/s²)

Dari hukum konservasi massa, didapat persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
Q_o &= Q_p \\
\zeta \cdot A_o \cdot v_o &= A_p \cdot v_p \\
v_o &= \frac{A_p}{\zeta \cdot A_o} \times v_p
\end{aligned} \tag{3.2}$$

dimana :

$$\begin{aligned}
A_o &= \text{Luas area orifice (m}^2\text{)} \\
A_p &= \text{Luas area piston (m}^2\text{)} \\
\zeta &= \text{Koefisien discharge orifice}
\end{aligned}$$

Kemudian dilakukan substitusi dari persamaan (3.2) dan persamaan (3.1) sehingga didapatkan gaya redam sistem suspensi hidrolik (F_{dh}) sebagai berikut:

- Saat kondisi ekspansi

$$\begin{aligned}
F_{de} &= \Delta P \cdot A_e \\
F_{de} &= \frac{1}{2} \rho (v_o^2 - v_p^2) A_e \\
F_{de} &= \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_{pe}}{A_{oe}} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) A_e \\
F_{de} &= \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) (A_p - A_{pr}) \\
F_{de} &= \frac{1}{2} \rho (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{\zeta \cdot A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) (v_p^2)
\end{aligned} \tag{3.3}$$

- Saat kondisi kompresi

$$\begin{aligned}
F_{dk} &= \Delta P \cdot A_k \\
F_{dk} &= \frac{1}{2} \rho (v_o^2 - v_p^2) A_k \\
F_{dk} &= \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_{pk}}{A_{ok}} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) A_k \\
F_{dk} &= \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) A_p \\
F_{dk} &= \frac{1}{2} \rho (A_p) \left(\left(\frac{A_p}{\zeta \cdot A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) (v_p^2)
\end{aligned} \tag{3.4}$$

dimana:

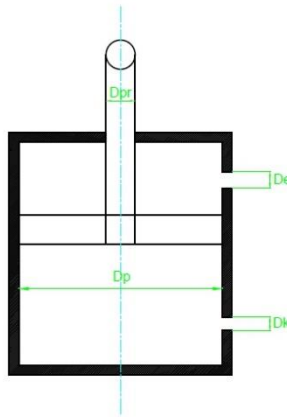
A_{pr} = Luas *piston rod* (m^2)

A_{oe} = Luas *orifice* ekspansi (m^2)

A_{ok} = Luas *orifice* kompresi (m^2)

3.4.4. Pemodelan Dinamis Sistem *Atmospheric Pressure Shock Absorber* (APSA)

Pemodelan dinamis untuk sistem APSA seperti yang terdapat pada gambar 3.5 meliputi silinder hidrolik, piston, *orifice*, dan fluida kerja. Fluida kerja pada sistem suspensi hidrolik ini adalah udara. Gaya redam yang terjadi dihasilkan oleh adanya tahanan aliran udara melalui *orifice* (lubang kecil) pada waktu piston bergerak.



Gambar 3. 5 Pemodelan dinamis untuk sistem APSA (a) siklus kompresi dan (b) siklus ekspansi

dimana :

D_{pr} = diameter *piston rod* (m)

D_p = diameter piston (m)

D_k = diameter kompresi (m)

D_e = diameter ekspansi (m)

Gaya redam (F_d) pada sistem suspensi menggunakan udara yang diasumsikan fluida inkompresibel dan ΔP menunjukkan perbedaan tekanan antara ruang atas dan ruang bawah tabung. Persamaan yang digunakan pada sistem APSA menggunakan hukum Bernoulli dan konservasi massa.

Dari hukum Bernoulli, didapat persamaan sebagai berikut:

$$P_o + \frac{1}{2}\rho v_o^2 + \rho g h_o = P_p + \frac{1}{2}\rho v_p^2 + \rho g h_p$$

$h_o = h_p$, sehingga :

$$\begin{aligned} P_o + \frac{1}{2}\rho v_o^2 &= P_p + \frac{1}{2}\rho v_p^2 \\ P_o - P_p &= \frac{1}{2}\rho(v_o^2 - v_p^2) \\ \Delta P &= \frac{1}{2}\rho(v_o^2 - v_p^2) \end{aligned} \quad (3.5)$$

dimana :

P_o = Tekanan udara memasuki *orifice* (N/m²)

P_p = Tekanan pada kondisi akhir (N/m²)

ρ = Densitas udara (kg/m³)

v_o = Kecepatan udara memasuki *orifice* (m/s²)

v_p = Kecepatan piston (m/s²)

Dari hukum konservasi massa, didapat persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} Q_o &= Q_p \\ \zeta \cdot A_o \cdot v_o &= A_p \cdot v_p \\ v_o &= \frac{A_p}{\zeta \cdot A_o} \times v_p \end{aligned} \quad (3.6)$$

dimana :

A_o = Luas area *orifice* (m²)

A_p = Luas area piston (m²)

ζ = Koefisien *discharge orifice*

Kemudian dilakukan substitusi dari persamaan (3.6) dan persamaan (3.5) sehingga didapatkan gaya redam sistem APSA (F_{da}) sebagai berikut:

- Saat kondisi ekspansi

$$\begin{aligned}
 F_{de} &= \Delta P \cdot A_e \\
 F_{de} &= \frac{1}{2} \rho (v_o^2 - v_p^2) A_e \\
 F_{de} &= \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_{pe}}{A_{oe}} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) A_e \\
 F_{de} &= \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) (A_p - A_{pr}) \\
 F_{de} &= \frac{1}{2} \rho (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{\zeta \cdot A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) (v_p^2) \quad (3.7)
 \end{aligned}$$

- Saat kondisi kompresi

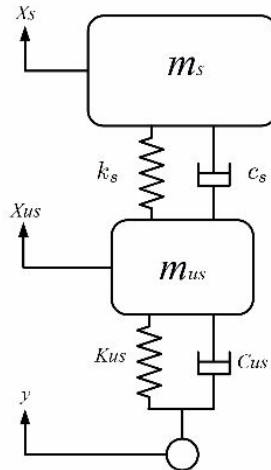
$$\begin{aligned}
 F_{dk} &= \Delta P \cdot A_k \\
 F_{dk} &= \frac{1}{2} \rho (v_o^2 - v_p^2) A_k \\
 F_{dk} &= \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_{pk}}{A_{ok}} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) A_k \\
 F_{dk} &= \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) A_p \\
 F_{dk} &= \frac{1}{2} \rho (A_p) \left(\left(\frac{A_p}{\zeta \cdot A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) (v_p^2) \quad (3.8)
 \end{aligned}$$

dimana:

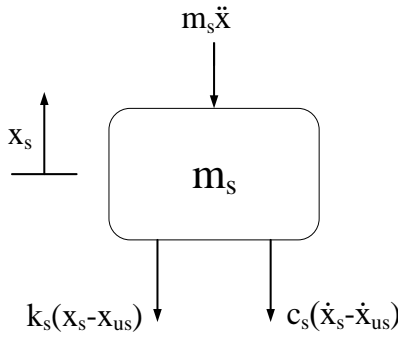
A_{pr} = Luas *piston rod* (m²)
 A_{oe} = Luas *orifice* ekspansi (m²)
 A_{ok} = Luas *orifice* kompresi (m²)

3.5. Persamaan Matematis Sistem Seperempat Kendaraan Mobil dengan Suspensi APSA

Pada gambar 3.6 menunjukkan model seperempat kendaraan mobil dengan sistem suspensi APSA yang meliputi massa *sprung* (m_s) dan massa *unsprung* (m_{us}). Massa *sprung* yaitu massa *body*, *frame*, mesin, interior, dan lain-lain. Massa *unsprung* yaitu massa suspensi, roda, *bearing*, rem, dan lain-lain. *Free Body Diagram* (FBD) untuk sistem APSA pada seperempat kendaraan ditunjukkan pada gambar 3.6.



Gambar 3. 6 *Free body diagram* sistem seperempat kendaraan mobil dengan suspensi APSA



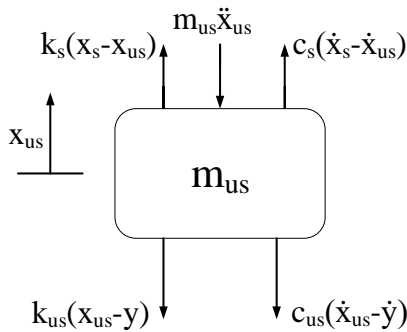
Gambar 3. 7 *Free body diagram* massa *sprung* pada seperempat kendaraan

Persamaan gerak untuk massa *sprung* ditunjukkan pada persamaan 3.11.

$$m_s \ddot{x}_s + k_s(x_s - x_{us}) + C_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) = 0$$

$$m_s \ddot{x}_s = -k_s(x_s - x_{us}) - C_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us})$$

$$\ddot{x}_s = \frac{1}{m_s} [-k_s(x_s - x_{us}) - C_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us})] \quad (3.11)$$



Gambar 3. 8 *Free body diagram* massa *unsprung* pada seperempat kendaraan

Persamaan gerak untuk massa *unsprung* ditunjukkan pada persamaan 3.12.

$$m_{us}\ddot{x}_{us} - k_s(x_s - x_{us}) - C_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) + k_{us}(x_{us} - y) + C_{us}(\dot{x}_{us} - \dot{y}) = 0$$

$$m_{us}\ddot{x}_{us} = k_s(x_s - x_{us}) + C_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) - k_{us}(x_{us} - y) - C_{us}(\dot{x}_{us} - \dot{y})$$

$$\ddot{x}_{us} = \frac{1}{m_{us}} [k_s(x_s - x_{us}) + C_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) - k_{us}(x_{us} - y) - C_{us}(\dot{x}_{us} - \dot{y})] \quad (3.12)$$

3.6 Pembuatan Blok Diagram dan Analisis Grafik

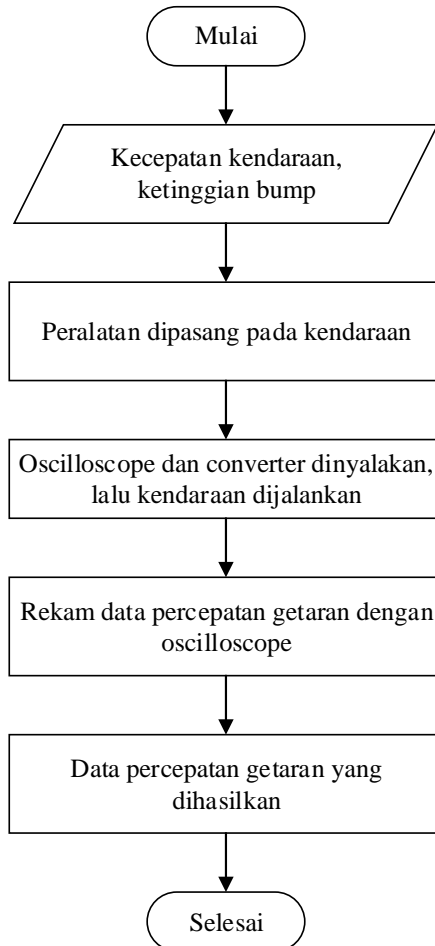
Langkah awal dalam melakukan simulasi dengan MATLAB Simulink yaitu membuat blok diagram dari persamaan matematis yang telah dibuat. Pembuatan blok diagram dilakukan pada *software* MATLAB Simulink, lalu memasukkan parameter diameter silinder, diameter *orifice*, dan lain-lain, untuk mengetahui respon dinamis dari *shock absorber*. Setelah parameter dimasukkan, maka simulasi dijalankan, lalu akan muncul hasil simulasi yang berupa grafik gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan.

Analisis grafik gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan merupakan karakteristik gaya redam dari *shock absorber* tersebut. Apabila grafik gaya redam yang muncul tidak sesuai dengan harapan, maka dilakukan lagi perubahan parameter diameter silinder, diameter *orifice*, dan *displacement*.

3.7 Pembuatan Air Pressure Shock Absorber

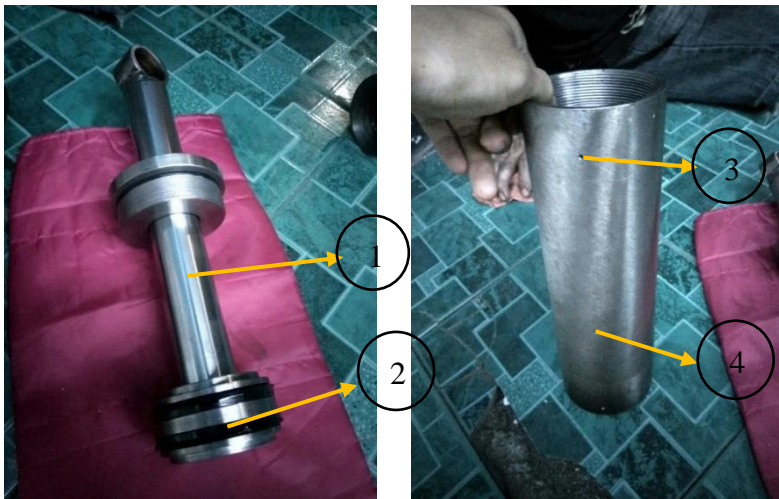
Setelah simulasi dilakukan dan hasil sesuai dengan yang diharapkan maka langkah selanjutnya dilakukan pembuatan sistem APSA dengan parameter yang telah dilakukan pada simulasi.

Pembuatan sistem APSA menggunakan komponen seperti, silinder *shock absorber*, piston, *piston rod*, dan komponen lainnya. Silinder *shock absorber* dilubangi dengan menggunakan bor untuk pembuatan lubang kecil (*orifice*). Pembuatan sistem APSA dilakukan di bengkel yang memiliki peralatan baik seperti, mesin bor, mesin las, dan alat lainnya. Desain sistem APSA dapat dilihat pada gambar 3.9.



Gambar 3. 9 Skema Eksperimen

Air Pressure Shock Absorber (APSA) yang sudah didesain dan disimulasikan gaya redamnya terhadap perpindahan dan kecepatan pada MATLAB Simulink, pada akhirnya diproduksi di bengkel. APSA ini terdiri dari beberapa komponen yaitu tabung silinder, *piston rod*, *orifice*, dan *seal* ditunjukkan pada gambar 3.10. *Piston rod* terbuat dari besi krom agar kuat dalam menahan gaya tekan. *Orifice* berfungsi sebagai tempat keluar masuknya udara atmosfer. *Seal* berfungsi sebagai pendedap udara agar tidak ada udara yang mengalir dari ruang atas dan ruang bawah silinder *shock absorber*. Setelah APSA selesai dibuat, maka APSA dipasang pada kendaraan angkut.



(a) bagian dalam APSA

(b) silinder *shock absorber*

Gambar 3. 10 Model Fisik APSA

Keterangan gambar:

- 1 = *piston rod*
- 2 = *seal*
- 3 = *orifice*
- 4 = tabung silinder

3.8. Pemasangan *Air Pressure Shock Absorber* pada Kendaraan Angkut

Kendaraan angkut yang digunakan dalam pengujian APSA adalah Daihatsu Gran Max. Daihatsu Gran Max merupakan kendaraan angkut yang banyak digunakan oleh masyarakat dalam mengangkut barang. Selain itu, Daihatsu Gran Max juga memiliki bagian bawah bak yang luas dan menggunakan *leaf spring* sehingga memudahkan dalam pemasangan APSA.



Gambar 3. 11 Proses pemasangan APSA

Proses pemasangan APSA dapat dilihat pada gambar 3.11 dimulai dengan melepas *shock absorber* konvensional Daihatsu Gran Max pada bagian belakang sebelah kiri kendaraan. Bagian belakang sebelah kiri kendaraan dipilih karena memiliki ruang untuk menempatkan *shock absorber* yang lebih luas dibanding sisi sebelah kanan, dan tidak terhalang oleh as roda dan body

kendaraan sehingga proses pemasangan menjadi lebih mudah. Setelah *shock absorber* konvensional sebelah kiri kendaraan dilepas, APSA dipasang menggantikan *shock absorber* sebelumnya. APSA yang sudah terpasang pada kendaraan angkut ditunjukkan pada gambar 3.12.



Gambar 3. 12 APSA terpasang pada kendaraan angkut

3.9. Instalasi Peralatan Pengambilan Data

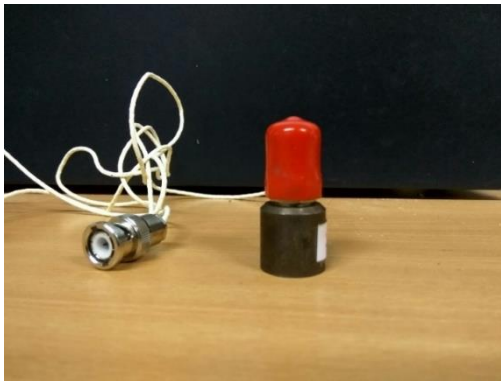
Setelah APSA dipasang, peralatan lain yang digunakan dalam pengambilan data pun dipasang pada bak bagian belakang kendaraan. Peralatan yang digunakan dalam pengambilan data terdiri dari :

- ***Oscilloscope* Tektronix TBS1104** : berfungsi untuk mengukur frekuensi yang dihasilkan oleh *accelerometer*



Gambar 3. 13 *Oscilloscope* Tektronix TBS1104

- ***Accelerometer*** : berfungsi untuk mengukur data percepatan



Gambar 3. 14 *Accelerometer*

- ***Inverter*** : berfungsi untuk memperkuat sinyal dari *accelerometer* menuju ke *oscilloscope*



Gambar 3. 15 *Inverter*

- **Converter** : berfungsi untuk mengubah tegangan DC menjadi tegangan AC untuk memberikan daya ke *oscilloscope*



Gambar 3. 16 *Converter*

Peralatan pengambilan data dipasang pada bak bagian belakang kendaraan untuk memudahkan dalam pengambilan data. Instalasi peralatan pengambilan data dimulai dari *converter* tegangan DC ke AC yang dihubungkan ke aki mobil sebagai

sumber daya. Setelah itu, *converter* dihubungkan ke *oscilloscope* agar dapat menyala. Kemudian *inverter* dan *accelerometer* disambungkan ke *oscilloscope*. Instalasi peralatan pengambilan data dapat dilihat pada gambar



Gambar 3. 17 Instalasi peralatan pengambilan data

Keterangan gambar:

- 1 = *accelerometer*
- 2 = *oscilloscope*
- 3 = *inverter*

3.10. Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan pada siang hari dengan lokasi di dalam lingkungan Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS), yaitu Jalan Teknik Mesin dan Teknik Kimia. Agar pengambilan data dapat berjalan dengan baik dibutuhkan minimal 3 orang dengan tugas masing-masing, yaitu satu orang untuk mengoperasikan peralatan pengambilan data, satu orang untuk mengemudikan kendaraan, dan satu orang untuk dokumentasi pelaksanaan pengambilan data. Pengambilan data dilakukan dengan variasi kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam

pada saat melewati *bump* dan kecepatan 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam pada saat melewati jalanan tidak rata.

3.11 Analisis Hasil Pengujian

Hasil yang didapatkan dari pengujian APSA pada kendaraan angkut dengan *oscilloscope* berupa grafik voltase. Dari grafik voltase perlu dilakukan pengolahan untuk mengubah voltase menjadi respon percepatan dengan persamaan 3.13 pada Microsoft Excel. Setelah data diolah, dilakukan *filtering* dan *smoothing* untuk menghilangkan *noise* yang muncul dalam pengujian. Hasil akhir yang akan dianalisis adalah grafik respon percepatan APSA terhadap waktu.

$$Response = \frac{G}{V} \cdot g \cdot \frac{f}{100} \quad (3.13)$$

dimana :

G = data yang akan diolah (V)

V = sensitivitas accelerometer (0.05 Volt)

g = percepatan gravitasi (9.81 m/s^2)

f = frekuensi eksitasi yang diberikan (Hz)

100 = frekuensi kerja accelerometer pada saat 100 MHz

(halaman ini sengaja dikosongkan)

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Simulasi pada *Software* MATLAB Simulink

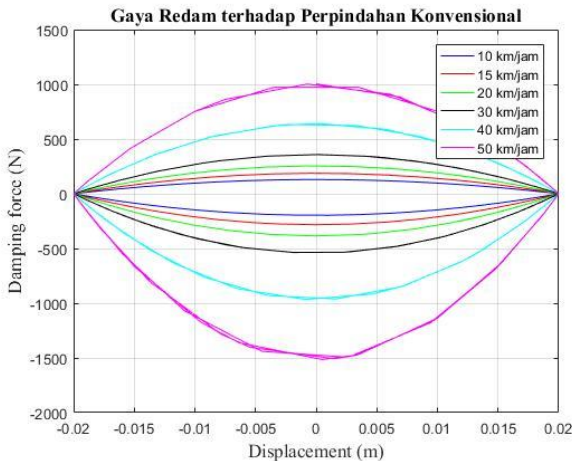
Pada tugas akhir ini, diperlukan simulasi untuk mendapatkan data yang diperlukan dalam pembuatan *shock absorber*. Data yang dibutuhkan adalah data parameter dalam mendesain *shock absorber* yang baru, yaitu *Air Pressure Shock Absorber* (APSA) dan grafik gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan dari *shock absorber* konvensional dan APSA. Simulasi dilakukan menggunakan *software* MATLAB Simulink karena dapat melakukan simulasi seperempat kendaraan dengan membuat blok diagram dengan parameter yang sudah ditentukan. Hasil dari simulasi berupa grafik gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan pada *shock absorber* konvensional dan APSA. Dari hasil simulasi masing-masing *shock absorber*, akan dibandingkan gaya redam sistem APSA dengan konvensional apakah sudah sesuai atau belum. Apabila sudah sesuai, maka data parameter yang digunakan dalam melakukan sistem APSA akan digunakan dalam pembuatan APSA. Apabila belum sesuai, maka data parameter APSA diubah sampai grafik gaya redam sistem APSA sesuai atau mendekati dengan *shock absorber* konvensional.

4.1.1. Simulasi *Shock Absorber* Konvensional dengan Variasi Frekuensi

Simulasi yang digunakan pada *shock absorber* konvensional menggunakan data parameter dari *shock absorber* Daihatsu Gran Max. Data parameter *shock absorber* konvensional dimasukkan ke dalam editor MATLAB yang ditunjukkan pada tabel 3.1.

Simulasi *shock absorber* konvensional dilakukan dengan frekuensi yang berbeda-beda tergantung kecepatan kendaraannya. Pada simulasi ini digunakan enam variasi frekuensi, yaitu 0.278 Hz (kecepatan kendaraan 10 km/jam), 0.417 Hz (kecepatan kendaraan 15 km/jam), 0.55 Hz (kecepatan kendaraan 20 km/jam), 0.83 Hz

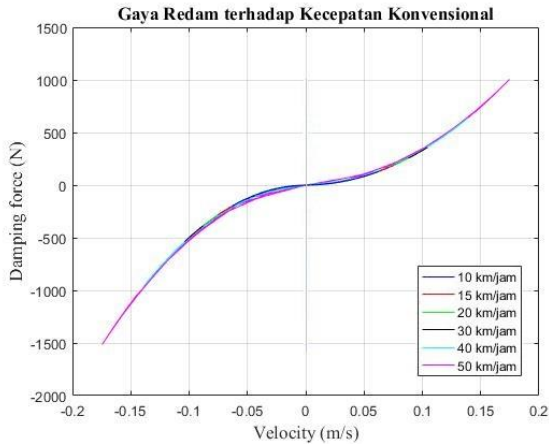
(kecepatan kendaraan 30 km/jam), 1.11 Hz (kecepatan kendaraan 40 km/jam), dan 1.38 Hz (kecepatan kendaraan 50 km/jam). Lalu, masukkan data parameter yang dibutuhkan dalam editor MATLAB dan penyusunan blok diagram pada Simulink. Setelah itu dijalankan dan akan muncul grafik yang sudah diplot. Didapatkan 2 jenis grafik dari hasil simulasi *shock absorber* konvensional, yaitu grafik gaya redam terhadap perpindahan dan grafik gaya redam terhadap kecepatan, yang ditunjukkan pada gambar 4.1 dan 4.2.



Gambar 4. 1 Grafik gaya redam terhadap perpindahan *shock absorber* konvensional

Pada gambar 4.1, menunjukkan bahwa gaya redam bernilai maksimum pada titik perpindahan 0 m atau piston berada pada titik tengah *shock absorber*. Pada saat kompresi (grafik bernilai negatif), piston bergerak dari titik tengah menuju titik batas bawah *shock absorber*, yang akan mengakibatkan pengurangan gaya redam dari bernilai maksimum sampai gaya redam bernilai 0 N. Hal serupa juga terjadi pada saat kondisi ekspansi (grafik bernilai positif), piston bergerak dari titik tengah menuju titik batas atas

shock absorber, yang akan mengakibatkan pengurangan gaya redam dari bernilai maksimum sampai gaya redam bernilai 0 N.



Gambar 4. 2 Grafik gaya redam terhadap kecepatan *shock absorber* konvensional

Pada gambar 4.1 dan 4.2, menunjukkan bahwa nilai maksimum gaya redam terbesar terjadi pada kecepatan 50 km/jam, yaitu sebesar 1004 N pada saat ekspansi dan 1515 N pada saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.1745 m/s. Nilai maksimum gaya redam pada kecepatan 40 km/jam, yaitu sebesar 641.1 N pada saat ekspansi dan 966 N pada saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.1395 m/s. Nilai maksimum gaya redam pada kecepatan 30 km/jam, yaitu sebesar 358.4 N pada saat ekspansi dan 536.6 N pada saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.1043 m/s. Nilai maksimum gaya redam pada kecepatan 20 km/jam, yaitu sebesar 255 N pada saat ekspansi dan 384.9 N pada saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.08796 m/s. Nilai maksimum gaya redam pada kecepatan 15 km/jam, yaitu sebesar 187.3 N pada saat ekspansi dan -82.8 N pada saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.07 m/s. Nilai maksimum gaya

redam terkecil pada kecepatan 10 km/jam, yaitu sebesar 130.1 N pada saat ekspansi dan 195.9 N pada saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.0628 m/s.

Tabel 4. 1 Perbandingan simulasi gaya redam *shock absorber* konvensional

Kecepatan Kendaraan	Gaya Redam Ekspansi (N)	Gaya Redam Kompresi (N)
10 km/jam	130.1	195.9
15 km/jam	187.3	282.8
20 km/jam	255	384.9
30 km/jam	358.4	536.6
40 km/jam	641.1	966
50 km/jam	1004	1515

Dari tabel 4.1, dapat diketahui bahwa gaya redam semakin besar seiring dengan bertambah besarnya kecepatan kendaraan. Semakin besar kecepatan kendaraan, semakin besar pula kecepatan *shock absorber*, sesuai dengan persamaan 2.5. Hal ini sesuai dengan teori, berdasarkan persamaan $F_d = c\dot{x}$, semakin tinggi nilai \dot{x} dengan konstanta redaman yang tetap, maka gaya redam akan semakin besar. Gaya redam pada saat kompresi lebih besar daripada gaya redam pada saat ekspansi karena luasan area berbanding lurus dengan gaya redam sesuai dengan persamaan 3.3 dan 3.4. Luas area pada saat kompresi lebih besar karena menggunakan luas piston (A_p), sedangkan luas area pada saat ekspansi lebih kecil karena menggunakan selisih antara luas piston dengan luas *piston rod* ($A_p - A_{pr}$).

4.1.2. Simulasi Air Pressure Shock Absorber

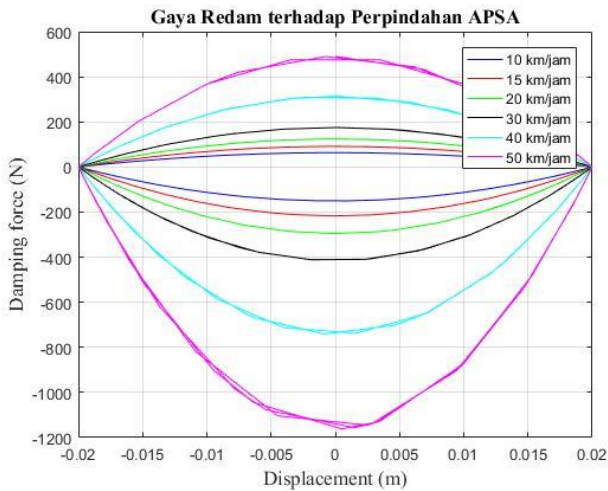
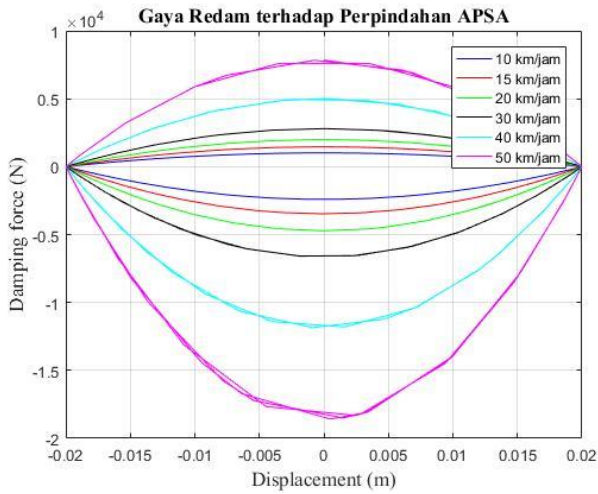
Simulasi yang digunakan pada *Air Pressure Shock Absorber* menggunakan data parameter yang dicoba berulang kali sehingga gaya redamnya sesuai atau mendekati *shock absorber* konvensional. Data parameter sistem APSA disesuaikan dengan

dimensi peletakan *shock absorber* pada kendaraan Daihatsu Gran Max agar dapat dipasang dan diuji coba pada kendaraan. Data parameter *shock absorber* konvensional dimasukkan ke dalam editor MATLAB yang ditunjukkan pada tabel 4.2.

Tabel 4. 2 Data parameter APSA

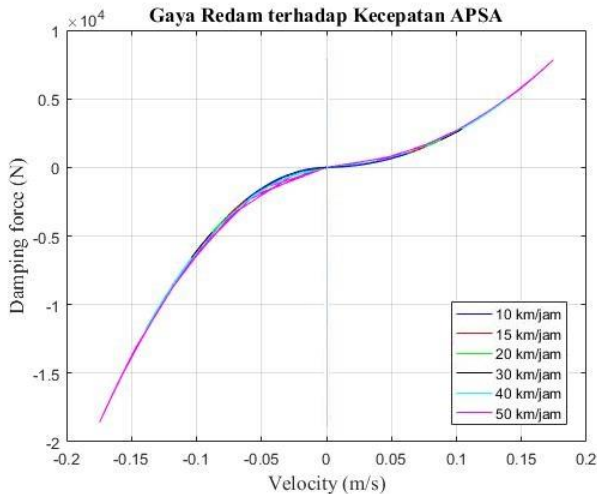
Parameter	Nilai
Diameter <i>rod</i> piston (d_{pr})	35 mm
Diameter <i>bore</i> Piston (d_p)	70 mm
Diameter <i>orifice</i> ekspansi (d_e)	1-2 mm
Diameter <i>orifice</i> kompresi (d_k)	1-2 mm
Massa jenis fluida (ρ)	1.189 kg/m ³
Viskositas kinematik fluida (ν) (ISO VG 10)	10 mm ² /s
Koefisien <i>discharge</i>	0.3

Simulasi APSA dilakukan dengan frekuensi yang berbeda-beda tergantung kecepatan kendaraannya. Pada simulasi ini digunakan enam variasi frekuensi, yaitu 0.278 Hz (kecepatan kendaraan 10 km/jam), 0.417 Hz (kecepatan kendaraan 15 km/jam), 0.55 Hz (kecepatan kendaraan 20 km/jam), 0.83 Hz (kecepatan kendaraan 30 km/jam), 1.11 Hz (kecepatan kendaraan 40 km/jam), dan 1.38 Hz (kecepatan kendaraan 50 km/jam). Lalu, masukkan data parameter yang dibutuhkan dalam editor MATLAB dan penyusunan blok diagram pada Simulink. Setelah itu dijalankan dan akan muncul grafik yang sudah diplot. Didapatkan 2 jenis grafik dari hasil simulasi APSA, yaitu grafik gaya redam terhadap perpindahan dan grafik gaya redam terhadap kecepatan, yang ditunjukkan pada gambar 4.1 dan 4.2.

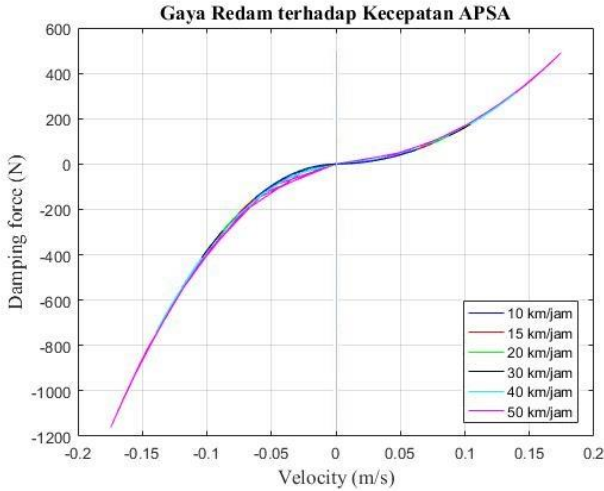


Gambar 4. 3 Grafik gaya redam terhadap perpindahan APSA dengan diameter *orifice* sebesar (a) 1 mm dan (b) 2 mm

Pada gambar 4.3, menunjukkan bahwa gaya redam bernilai maksimum pada titik perpindahan 0 m atau piston berada pada titik tengah *shock absorber*. Pada saat kompresi (grafik bernilai negatif), piston bergerak dari titik tengah menuju titik batas bawah *shock absorber*, yang akan mengakibatkan pengurangan gaya redam dari bernilai maksimum sampai gaya redam bernilai 0 N. Hal serupa juga terjadi pada saat kondisi ekspansi (grafik bernilai positif), piston bergerak dari titik tengah menuju titik batas atas *shock absorber*, yang akan mengakibatkan pengurangan gaya redam dari bernilai maksimum sampai gaya redam bernilai 0 N.



(a) $D_0 = 1 \text{ mm}$

(b) $D_o = 2 \text{ mm}$

Gambar 4. 4 Grafik gaya redam terhadap kecepatan APSA dengan diameter *orifice* sebesar (a) 1 mm dan (b) 2 mm

Pada gambar 4.3 (a) dan 4.4 (a), menunjukkan bahwa nilai maksimum gaya redam terbesar terjadi pada kecepatan 50 km/jam, yaitu sebesar 7845 N pada saat ekspansi dan 1.858×10^4 N pada saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.1745 m/s. Nilai maksimum gaya redam pada kecepatan 40 km/jam, yaitu sebesar 5010 N pada saat ekspansi dan 1.185×10^4 N pada saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.1395 m/s. Nilai maksimum gaya redam pada kecepatan 30 km/jam, yaitu sebesar 2801 N pada saat ekspansi dan 6584 N pada saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.1043 m/s. Nilai maksimum gaya redam pada kecepatan 20 km/jam, yaitu sebesar 1992 N pada saat ekspansi dan 4723 N pada saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.08796 m/s. Nilai maksimum gaya redam pada kecepatan 15 km/jam, yaitu sebesar 1464 N pada saat ekspansi dan 3470 N pada

saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.07 m/s. Nilai maksimum gaya redam terkecil pada kecepatan 10 km/jam, yaitu sebesar 1017 N pada saat ekspansi dan 2403 N pada saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.0628 m/s.

Pada gambar 4.3 (b) dan 4.4 (b), menunjukkan bahwa nilai maksimum gaya redam terbesar terjadi pada kecepatan 50 km/jam, yaitu sebesar 490.3 N pada saat ekspansi dan 1162 N pada saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.1745 m/s. Nilai maksimum gaya redam pada kecepatan 40 km/jam, yaitu sebesar 313.1 N pada saat ekspansi dan 740.8 N pada saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.1395 m/s. Nilai maksimum gaya redam pada kecepatan 30 km/jam, yaitu sebesar 175.1 N pada saat ekspansi dan 411.5 N pada saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.1043 m/s. Nilai maksimum gaya redam pada kecepatan 20 km/jam, yaitu sebesar 124.5 N pada saat ekspansi dan 295.2 N pada saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.08796 m/s. Nilai maksimum gaya redam pada kecepatan 15 km/jam, yaitu sebesar 91.49 N pada saat ekspansi dan 216.8 N pada saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.07 m/s. Nilai maksimum gaya redam terkecil pada kecepatan 10 km/jam, yaitu sebesar 63.53 N pada saat ekspansi dan 150.2 N pada saat kompresi dengan kecepatan *shock absorber* 0.0628 m/s.

Tabel 4. 3 Perbandingan simulasi gaya redam APSA

Kecepatan Kendaraan	APSA ($d_o = 1 \text{ mm}$)		APSA ($d_o = 2 \text{ mm}$)	
	Gaya Redam Ekspansi (N)	Gaya Redam Kompresi (N)	Gaya Redam Ekspansi (N)	Gaya Redam Kompresi (N)
10 km/jam	1017	2403	63.53	150.2
15 km/jam	1464	3470	91.49	216.8
20 km/jam	1992	4723	124.5	295.2
30 km/jam	2801	6584	175.1	411.5
40 km/jam	5010	1.185×10^4	313.1	740.8
50 km/jam	7845	1.858×10^4	490.3	1162

Dari tabel 4.3, dapat diketahui bahwa gaya redam semakin besar seiring dengan bertambah besarnya kecepatan kendaraan. Semakin besar kecepatan kendaraan, semakin besar pula kecepatan *shock absorber*, sesuai dengan persamaan 2.5. Hal ini sesuai dengan teori, berdasarkan persamaan $F_d = c\dot{x}$, semakin tinggi nilai \dot{x} dengan konstanta redaman yang tetap, maka gaya redam akan semakin besar. Gaya redam pada APSA dengan diameter orifice 1 mm lebih besar daripada APSA dengan diameter orifice 2 mm karena luasan orifice kompresi dan ekspansi lebih kecil sehingga gaya redam menjadi semakin besar sesuai dengan persamaan 3.7 dan 3.8. Gaya redam pada saat kompresi lebih besar daripada gaya redam pada saat ekspansi karena luasan area berbanding lurus dengan gaya redam sesuai dengan persamaan 3.3 dan 3.4. Luas area pada saat kompresi lebih besar karena menggunakan luas piston (A_p), sedangkan luas area pada saat ekspansi lebih kecil karena menggunakan selisih antara luas piston dengan luas *piston rod* ($A_p - A_{pr}$).

4.1.3. Perbandingan Hasil Simulasi *Shock Absorber* Konvensional dan *Air Pressure Shock Absorber*

Setelah didapatkan hasil simulasi *shock absorber* konvensional dan APSA, perbandingan dilakukan untuk mengetahui karakteristik masing-masing *shock absorber* tersebut dan mengetahui sistem APSA yang akan diproduksi dan diuji pada kendaraan.

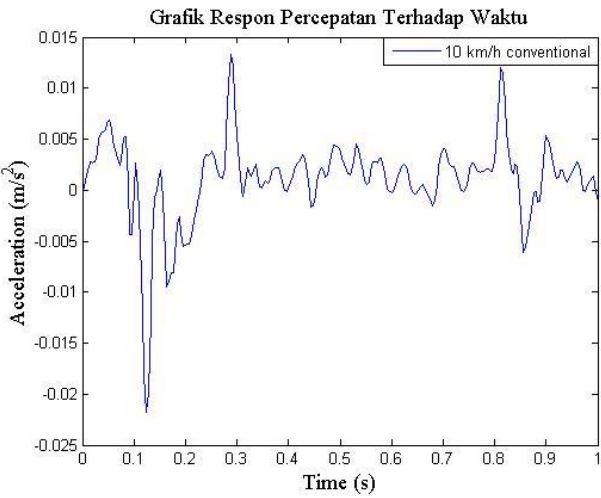
Berdasarkan tabel 4.1 dan 4.3, sistem APSA dengan diameter *orifice* sebesar 1 mm memiliki nilai gaya redam terbesar dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional dan APSA dengan diameter *orifice* sebesar 2 mm. Sistem APSA dengan diameter *orifice* sebesar 2 mm memiliki nilai gaya redam terkecil. Hasil ini sesuai dengan rumus untuk mendapatkan gaya redam pada persamaan 3.3 dan 3.4. Dikarenakan adanya perbedaan pada masing-masing *shock absorber*, yaitu diameter *orifice*, diameter piston, diameter *piston rod*, dan massa jenis fluida.

4.2. Analisis Hasil Pengambilan Data

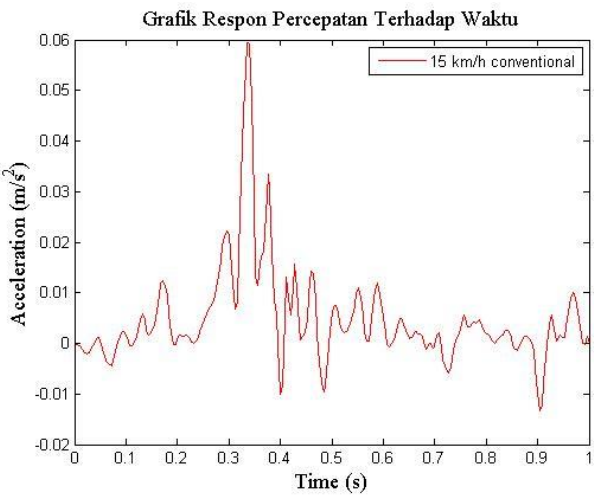
Setelah pengambilan data selesai dilakukan, maka data tersebut diolah dan dianalisis. Pengolahan data dilakukan dengan *software* Microsoft Excel dan MATLAB. Data yang didapatkan dari *oscilloscope* dalam bentuk file CSV, disortir agar data yang ditampilkan lebih spesifik dan memudahkan dalam melakukan analisis. Kemudian, untuk mendapatkan respon percepatan dilakukan pengolahan data dengan menggunakan persamaan 3.13. Dalam pengujian, muncul *noise* yang dapat mengganggu dalam melakukan analisis sehingga perlu dilakukan *filtering* dan *smoothing* pada *software* MATLAB untuk meminimalkan *noise* yang muncul. Hasil akhir yang akan dianalisis berupa grafik respon percepatan terhadap waktu.

4.2.1. Analisis Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional pada Saat Melewati *Bump* dengan Variasi Kecepatan

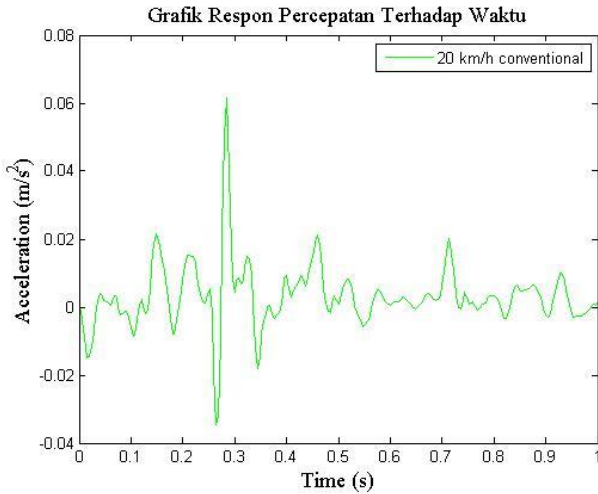
Hasil yang didapatkan dari pengujian *shock absorber* konvensional berupa grafik respon percepatan terhadap waktu dengan variasi kecepatan. Respon percepatan *shock absorber* konvensional didapatkan dari *accelerometer* yang disambungkan ke *inverter* untuk memperbesar sinyal yang diterima sehingga *oscilloscope* dapat membaca respon percepatan dari *accelerometer*. *Accelerometer* dipasang pada bagian belakang bak di atas *shock absorber* konvensional. Variasi kecepatan dalam pengujian *shock absorber* konvensional pada saat melewati *bump* adalah 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam.



(a)



(b)



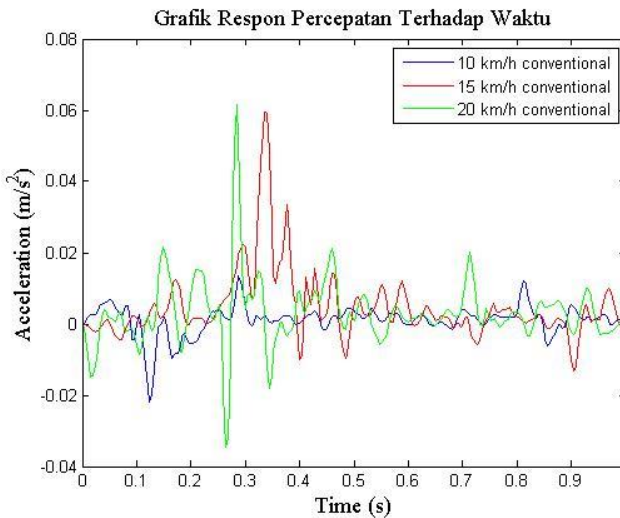
(c)

Gambar 4. 5 Grafik respon percepatan *shock absorber* konvensional pada saat melewati *bump* dengan kecepatan (a) 10 km/jam, (b) 15 km/jam, dan (c) 20 km/jam

Gambar 4.5 (a) menunjukkan respon percepatan *shock absorber* konvensional pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 10 km/jam. Respon percepatan maksimum yang didapatkan sebesar 0.0133 m/s². Gambar 4.5 (b) menunjukkan respon percepatan *shock absorber* konvensional pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 15 km/jam. Respon percepatan maksimum yang didapatkan sebesar 0.0594 m/s². Gambar 4.5 (c) menunjukkan respon percepatan *shock absorber* konvensional pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 20 km/jam. Respon percepatan maksimum yang didapatkan sebesar 0.0614 m/s².

Setelah dilakukan analisis respon percepatan *shock absorber* konvensional pada saat melewati *bump* dengan masing-masing kecepatan, maka ketiga hasil tersebut dibandingkan dalam

satu grafik. Perbandingan tersebut dilakukan untuk mengetahui perbedaan karakteristik *shock absorber* konvensional yang terjadi pada saat melewati *bump* dengan kecepatan kendaraan yang berbeda-beda. Kecepatan kendaraan yang dibandingkan adalah 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam. Grafik perbandingan respon percepatan *shock absorber* konvensional dapat dilihat pada gambar 4.6 dan perbandingan nilai respon percepatan maksimum dapat dilihat pada tabel 4.4.



Gambar 4. 6 Grafik respon percepatan *shock absorber* konvensional pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam

Pada gambar 4.6, menunjukkan bahwa nilai maksimum terkecil terjadi pada respon percepatan dengan kecepatan 10 km/jam, yaitu sebesar 0.0133 m/s^2 , kemudian respon percepatan pada kecepatan 15 km/jam, yaitu sebesar 0.0594 m/s^2 , dan nilai maksimum terbesar terjadi pada respon percepatan dengan kecepatan 20 km/jam, yaitu sebesar 0.0614 m/s^2 .

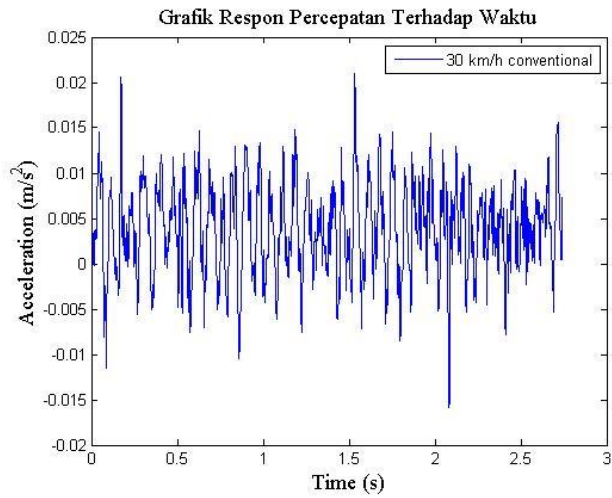
Tabel 4. 4 Data respon percepatan maksimum *shock absorber* konvensional pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam

Kecepatan (km/jam)	Respon Percepatan Maksimum (m/s ²)
10 km/jam	0.0133 m/s ²
15 km/jam	0.0594 m/s ²
20 km/jam	0.0614 m/s ²

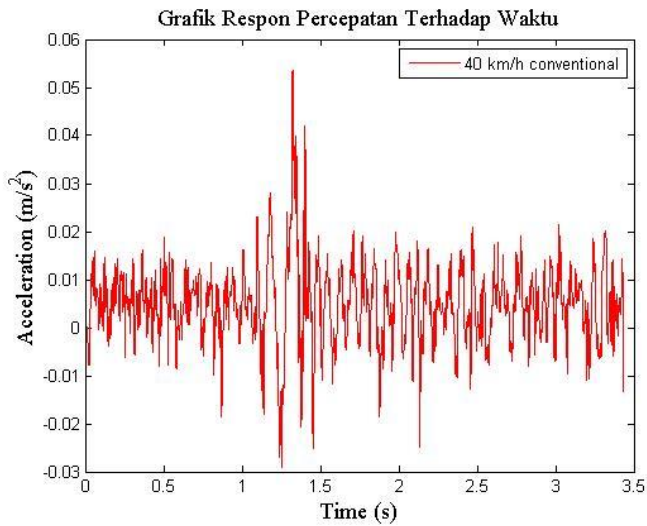
Berdasarkan gambar 4.6 dan tabel 4.4, bahwa semakin tinggi kecepatan kendaraan, maka respon percepatannya juga semakin besar. Hal ini dapat terjadi karena ketika kendaraan dengan kecepatan semakin tinggi melewati *bump*, maka gaya redam yang dihasilkan oleh *shock absorber* semakin besar sesuai dengan persamaan $F_d = c\dot{x}$. Semakin besar kecepatan kendaraan, semakin besar pula kecepatan *shock absorber*, sesuai dengan persamaan 2.5. Jadi, ketika gaya redam dan kecepatan kendaraan semakin besar, maka respon percepatan juga semakin besar.

4.2.2. Analisis Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional pada Saat Melewati Jalan Tidak Rata dengan Variasi Kecepatan

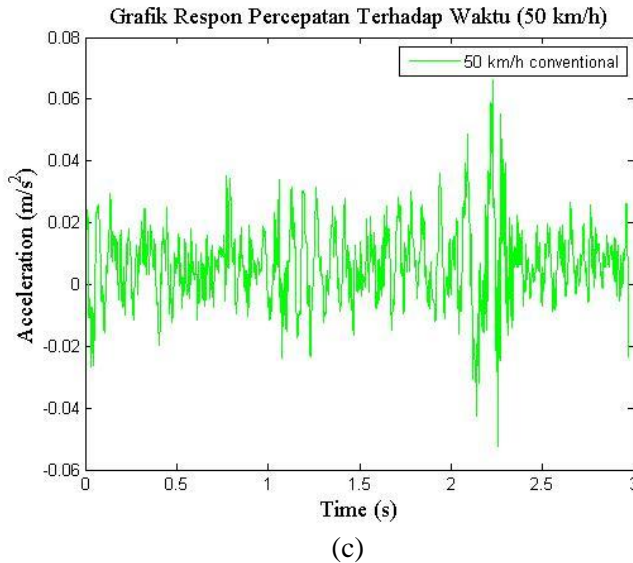
Hasil yang didapatkan dari pengujian *shock absorber* konvensional berupa grafik respon percepatan terhadap waktu dengan variasi kecepatan. Respon percepatan *shock absorber* konvensional didapatkan dari *accelerometer* yang disambungkan ke *inverter* untuk memperbesar sinyal yang diterima sehingga *oscilloscope* dapat membaca respon percepatan dari *accelerometer*. *Accelerometer* dipasang pada bagian belakang bak di atas *shock absorber* konvensional. Variasi kecepatan dalam pengujian *shock absorber* konvensional pada saat melewati jalan tidak rata adalah 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam.



(a)



(b)

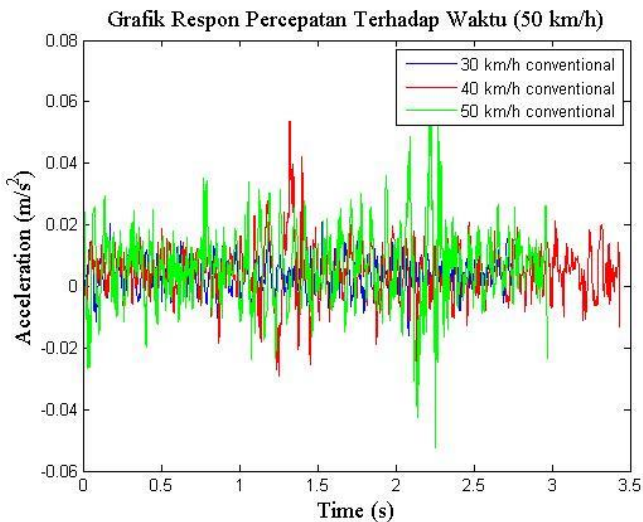


Gambar 4. 7 Grafik respon percepatan *shock absorber* konvensional pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan (a) 30 km/jam, (b) 40 km/jam, dan (c) 50 km/jam

Gambar 4.7 (a) menunjukkan respon percepatan *shock absorber* konvensional pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam. Respon percepatan RMS yang didapatkan sebesar $0,0130 \text{ m/s}^2$. Gambar 4.7 (b) menunjukkan respon percepatan *shock absorber* konvensional pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 40 km/jam. Respon percepatan RMS yang didapatkan sebesar $0,0225 \text{ m/s}^2$. Gambar 4.7 (c) menunjukkan respon percepatan *shock absorber* konvensional pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 50 km/jam. Respon percepatan RMS yang didapatkan sebesar $0,0383 \text{ m/s}^2$.

Setelah dilakukan analisis respon percepatan *shock absorber* konvensional pada saat melewati jalan tidak rata dengan masing-masing kecepatan, maka ketiga hasil tersebut

dibandingkan dalam satu grafik. Perbandingan tersebut dilakukan untuk mengetahui perbedaan karakteristik *shock absorber* konvensional yang terjadi pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan kendaraan yang berbeda-beda. Kecepatan kendaraan yang dibandingkan adalah 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam. Grafik perbandingan respon percepatan *shock absorber* konvensional dapat dilihat pada gambar 4.8, dan perbandingan nilai respon percepatan RMS dapat dilihat pada tabel 4.5.



Gambar 4. 8 Grafik respon percepatan *shock absorber* konvensional pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam

Pada gambar 4.8, menunjukkan bahwa nilai RMS terkecil terjadi pada respon percepatan dengan kecepatan 30 km/jam, yaitu sebesar $0,0130 \text{ m/s}^2$, kemudian nilai RMS respon percepatan pada kecepatan 40 km/jam, yaitu sebesar $0,0225 \text{ m/s}^2$, dan nilai RMS

terbesar terjadi pada respon percepatan dengan kecepatan 50 km/jam, yaitu sebesar 0,0383 m/s².

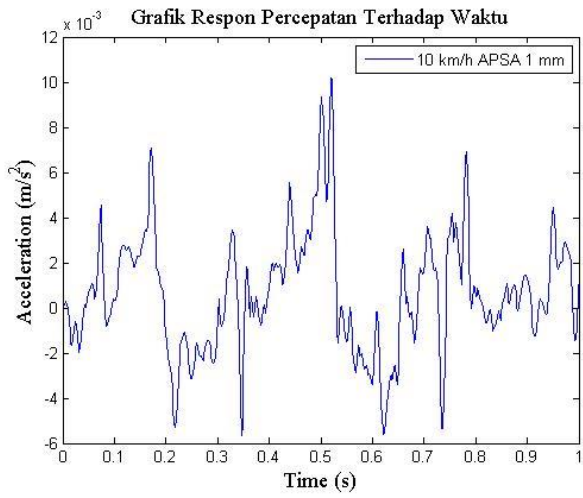
Tabel 4. 5 Data respon percepatan RMS *shock absorber* konvensional pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam

Kecepatan (km/jam)	Respon Percepatan RMS (m/s ²)
30 km/jam	0,0130 m/s ²
40 km/jam	0,0225 m/s ²
50 km/jam	0,0383 m/s ²

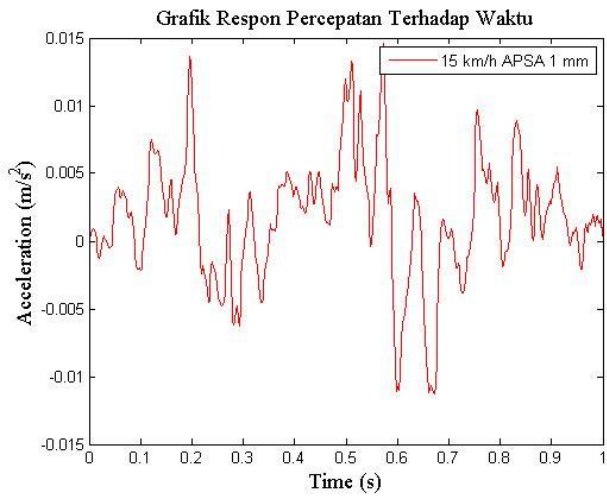
Berdasarkan gambar 4.8 dan tabel 4.5, bahwa semakin tinggi kecepatan kendaraan, maka respon percepatan RMS juga semakin besar. Hal ini dapat terjadi karena ketika kendaraan dengan kecepatan semakin tinggi melewati jalan tidak rata, maka gaya redam yang dihasilkan oleh *shock absorber* semakin besar sesuai dengan persamaan $F_d = c\dot{x}$. Semakin besar kecepatan kendaraan, semakin besar pula kecepatan *shock absorber*, sesuai dengan persamaan 2.5. Jadi, ketika gaya redam dan kecepatan kendaraan semakin besar, maka respon percepatan juga semakin besar.

4.2.3. Analisis Respon Percepatan APSA Diameter Orifice Sebesar 1 mm pada Saat Melewati Bump dengan Variasi Kecepatan

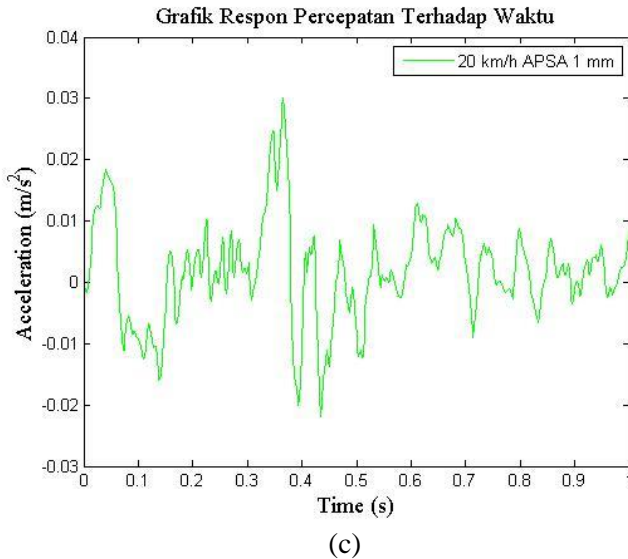
Hasil yang didapatkan dari pengujian *Air Pressure Shock Absorber* berupa grafik respon percepatan terhadap waktu dengan variasi kecepatan. Respon percepatan APSA didapatkan dari *accelerometer* yang disambungkan ke *inverter* untuk memperbesar sinyal yang diterima sehingga *oscilloscope* dapat membaca respon percepatan dari *accelerometer*. *Accelerometer* dipasang pada bagian belakang bak di atas sistem APSA. APSA yang diuji pada percobaan kali ini dengan diameter *orifice* sebesar 1 mm. Variasi kecepatan dalam pengujian APSA pada saat melewati *bump* adalah 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam.



(a)



(b)

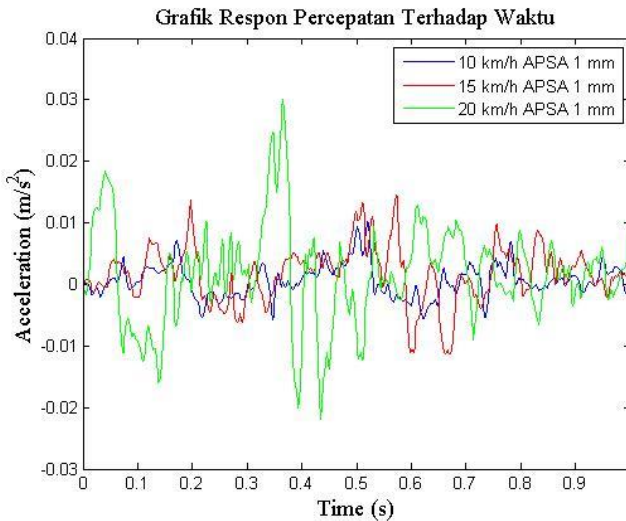


Gambar 4. 9 Grafik respon percepatan APSA ($d_o = 1$ mm) pada saat melewati *bump* dengan kecepatan (a) 10 km/jam, (b) 15 km/jam, dan (c) 20 km/jam

Gambar 4.9 (a) menunjukkan respon percepatan APSA pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 10 km/jam. Respon percepatan maksimum yang didapatkan sebesar 0.0101 m/s^2 . Gambar 4.9 (b) menunjukkan respon percepatan APSA pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 15 km/jam. Respon percepatan maksimum yang didapatkan sebesar 0.0146 m/s^2 . Gambar 4.9 (c) menunjukkan respon percepatan APSA pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 20 km/jam. Respon percepatan maksimum yang didapatkan sebesar 0.012308 m/s^2 .

Setelah dilakukan analisis respon percepatan APSA pada saat melewati *bump* dengan masing-masing kecepatan, maka ketiga hasil tersebut dibandingkan dalam satu grafik. Perbandingan tersebut dilakukan untuk mengetahui perbedaan karakteristik

APSA yang terjadi pada saat melewati *bump* dengan kecepatan kendaraan yang berbeda-beda. Kecepatan kendaraan yang dibandingkan adalah 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam. Grafik perbandingan respon percepatan APSA dapat dilihat pada gambar 4.10 dan perbandingan nilai respon percepatan maksimum dapat dilihat pada tabel 4.6 .



Gambar 4. 10 Grafik respon percepatan APSA ($d_o = 1$ mm) pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam

Pada gambar 4.10, menunjukkan bahwa nilai maksimum terkecil terjadi pada respon percepatan dengan kecepatan 10 km/jam, yaitu sebesar 0.0101 m/s^2 , kemudian respon percepatan pada kecepatan 15 km/jam, yaitu sebesar 0.0146 m/s^2 , dan nilai maksimum terbesar terjadi pada respon percepatan dengan kecepatan 20 km/jam, yaitu sebesar 0.0301 m/s^2 .

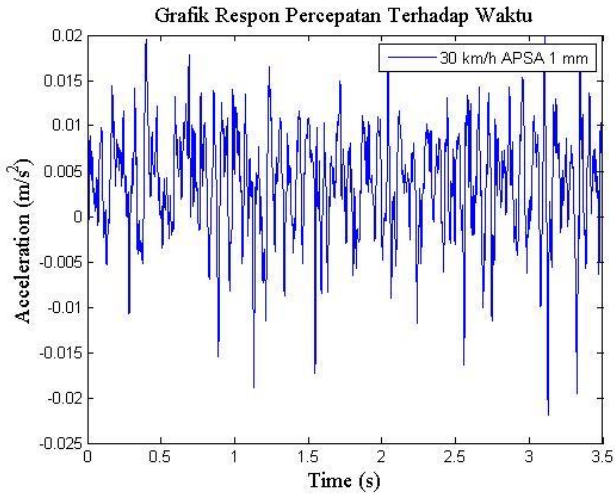
Tabel 4. 6 Data respon percepatan maksimum APSA ($d_o = 1 \text{ mm}$) pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam

Kecepatan (km/jam)	Respon Percepatan Maksimum (m/s^2)
10 km/jam	0.0101 m/s^2
15 km/jam	0.0146 m/s^2
20 km/jam	0.0301 m/s^2

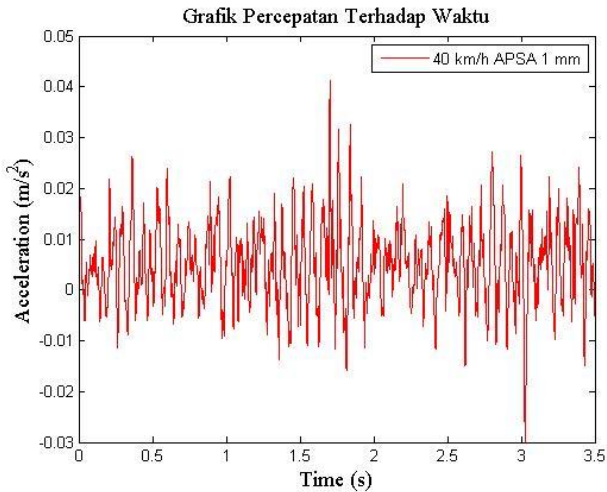
Berdasarkan gambar 4.10 dan tabel 4.6, bahwa semakin tinggi kecepatan kendaraan, maka respon percepatannya juga semakin besar. Hal ini dapat terjadi karena ketika kendaraan dengan kecepatan semakin tinggi melewati *bump*, maka gaya redam yang dihasilkan oleh *shock absorber* semakin besar sesuai dengan persamaan $F_d = c\dot{x}$. Semakin besar kecepatan kendaraan, semakin besar pula kecepatan *shock absorber*, sesuai dengan persamaan 2.5. Jadi, ketika gaya redam dan kecepatan kendaraan semakin besar, maka respon percepatan juga semakin besar.

4.2.4. Analisis Respon Percepatan APSA Diameter Orifice Sebesar 1 mm pada Saat Melewati Jalan Tidak Rata dengan Variasi Kecepatan

Hasil yang didapatkan dari pengujian *Air Pressure Shock Absorber* berupa grafik respon percepatan terhadap waktu dengan variasi kecepatan. Respon percepatan APSA didapatkan dari *accelerometer* yang disambungkan ke *inverter* untuk memperbesar sinyal yang diterima sehingga *oscilloscope* dapat membaca respon percepatan dari *accelerometer*. *Accelerometer* dipasang pada bagian belakang bak di atas sistem APSA. APSA yang diuji pada percobaan kali ini dengan diameter *orifice* sebesar 1 mm. Variasi kecepatan dalam pengujian APSA pada saat melewati jalan tidak rata adalah 30 km/jam dan 40 km/jam.



(a)

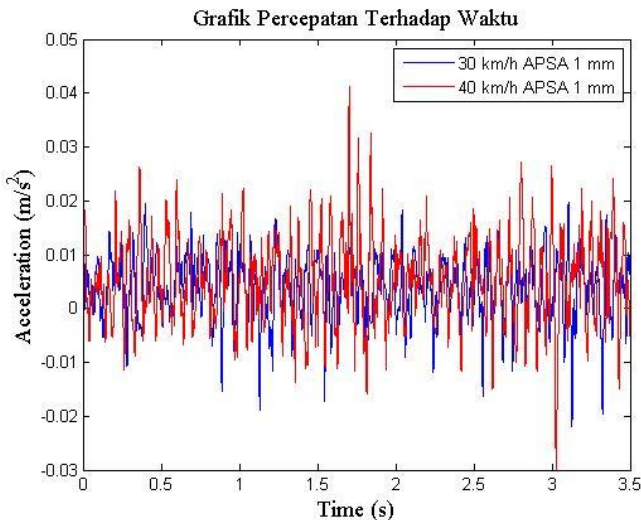


(b)

Gambar 4. 11 Grafik respon percepatan APSA ($d_o = 1$ mm) pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan (a) 30 km/jam dan (b) 40 km/jam

Gambar 4.11 (a) menunjukkan respon percepatan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam. Respon percepatan RMS yang didapatkan sebesar $0,0117 \text{ m/s}^2$. Gambar 4.11 (b) menunjukkan respon percepatan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 40 km/jam. Respon percepatan RMS yang didapatkan sebesar $0,0175 \text{ m/s}^2$.

Setelah dilakukan analisis respon percepatan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan masing-masing kecepatan, maka ketiga hasil tersebut dibandingkan dalam satu grafik. Perbandingan tersebut dilakukan untuk mengetahui perbedaan karakteristik APSA yang terjadi pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan kendaraan yang berbeda-beda. Kecepatan kendaraan yang dibandingkan adalah 30 km/jam dan 40 km/jam. Grafik perbandingan respon percepatan APSA dapat dilihat pada gambar 4.12, dan perbandingan nilai respon percepatan RMS dapat dilihat pada tabel 4.7.



Gambar 4. 12 Grafik respon percepatan APSA ($d_o = 1 \text{ mm}$) pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam dan 40 km/jam

Pada gambar 4.12, menunjukkan bahwa nilai RMS terkecil terjadi pada respon percepatan dengan kecepatan 30 km/jam, yaitu sebesar $0,0117 \text{ m/s}^2$ dan nilai RMS terbesar terjadi pada respon percepatan dengan kecepatan 40 km/jam, yaitu sebesar $0,0175 \text{ m/s}^2$.

Tabel 4. 7 Data respon percepatan RMS APSA ($d_o = 1 \text{ mm}$) pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam dan 40 km/jam

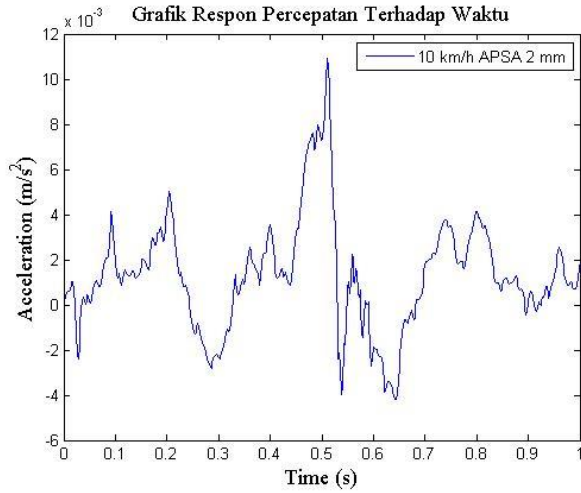
Kecepatan (km/jam)	Respon Percepatan RMS (m/s^2)
30 km/jam	$0,0117 \text{ m/s}^2$
40 km/jam	$0,0175 \text{ m/s}^2$

Berdasarkan gambar 4.12 dan tabel 4.9, bahwa semakin tinggi kecepatan kendaraan, maka respon percepatan RMS juga semakin besar. Hal ini dapat terjadi karena ketika kendaraan dengan kecepatan semakin tinggi melewati jalan tidak rata, maka gaya redam yang dihasilkan oleh *shock absorber* semakin besar sesuai dengan persamaan $F_d = c\dot{x}$. Semakin besar kecepatan kendaraan, semakin besar pula kecepatan *shock absorber*, sesuai dengan persamaan 2.5. Jadi, ketika gaya redam dan kecepatan kendaraan semakin besar, maka respon percepatan juga semakin besar.

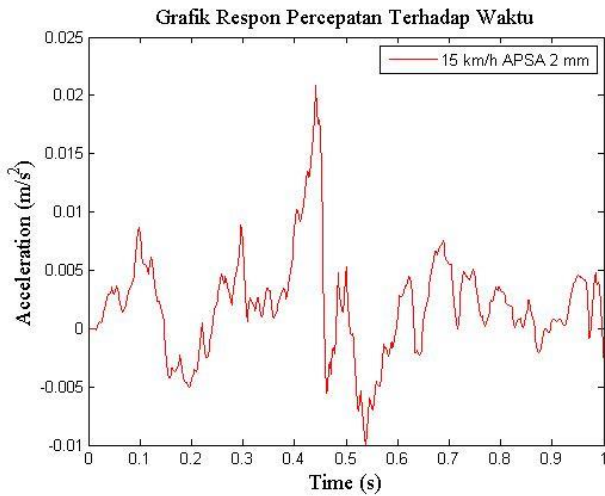
4.2.5. Analisis Respon Percepatan APSA Diameter Orifice Sebesar 2 mm pada Saat Melewati Bump dengan Variasi Kecepatan

Hasil yang didapatkan dari pengujian *Air Pressure Shock Absorber* berupa grafik respon percepatan terhadap waktu dengan variasi kecepatan. Respon percepatan APSA didapatkan dari *accelerometer* yang disambungkan ke *inverter* untuk memperbesar sinyal yang diterima sehingga *oscilloscope* dapat membaca respon percepatan dari *accelerometer*. *Accelerometer* dipasang pada bagian belakang bak di atas sistem APSA. APSA yang diuji pada percobaan kali ini dengan diameter *orifice* sebesar 2 mm. Variasi

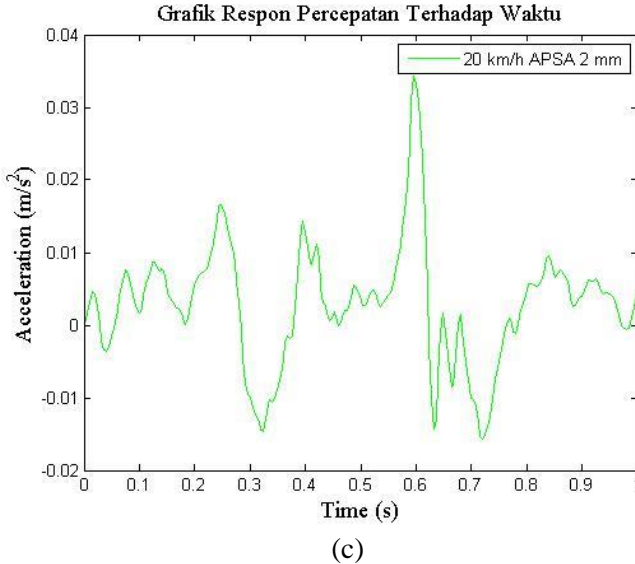
kecepatan dalam pengujian APSA pada saat melewati *bump* adalah 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam.



(a)



(b)

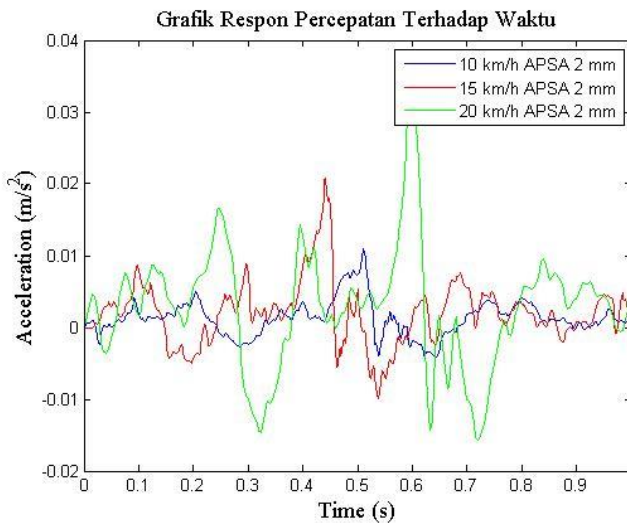


Gambar 4. 13 Grafik respon percepatan APSA ($d_o = 2 \text{ mm}$) pada saat melewati *bump* dengan kecepatan (a) 10 km/jam, (b) 15 km/jam, dan (c) 20 km/jam

Gambar 4.13 (a) menunjukkan respon percepatan APSA pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 10 km/jam. Respon percepatan maksimum yang didapatkan sebesar 0.0109 m/s^2 . Gambar 4.13 (b) menunjukkan respon percepatan APSA pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 15 km/jam. Respon percepatan maksimum yang didapatkan sebesar 0.0208 m/s . Gambar 4.13 (c) menunjukkan respon percepatan APSA pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 20 km/jam. Respon percepatan maksimum yang didapatkan sebesar 0.012676 m/s^2 .

Setelah dilakukan analisis respon percepatan APSA pada saat melewati *bump* dengan masing-masing kecepatan, maka ketiga hasil tersebut dibandingkan dalam satu grafik. Perbandingan tersebut dilakukan untuk mengetahui perbedaan karakteristik

APSA yang terjadi pada saat melewati *bump* dengan kecepatan kendaraan yang berbeda-beda. Kecepatan kendaraan yang dibandingkan adalah 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam. Grafik perbandingan respon percepatan APSA dapat dilihat pada gambar 4.14, dan perbandingan nilai respon percepatan maksimum dapat dilihat pada tabel 4.8.



Gambar 4. 14 Grafik respon percepatan APSA ($d_o = 2$ mm) pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam

Pada gambar 4.14, menunjukkan bahwa nilai maksimum terkecil terjadi pada respon percepatan dengan kecepatan 10 km/jam, yaitu sebesar 0.0109 m/s^2 , kemudian respon percepatan pada kecepatan 15 km/jam, yaitu sebesar 0.0208 m/s^2 , dan nilai maksimum terbesar terjadi pada respon percepatan dengan kecepatan 20 km/jam, yaitu sebesar 0.0343 m/s^2 .

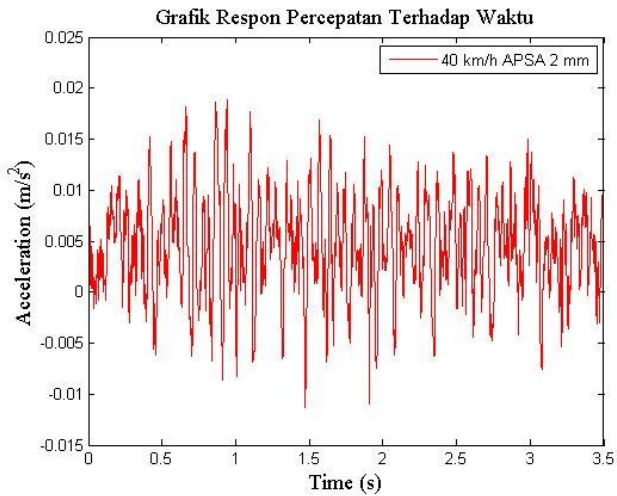
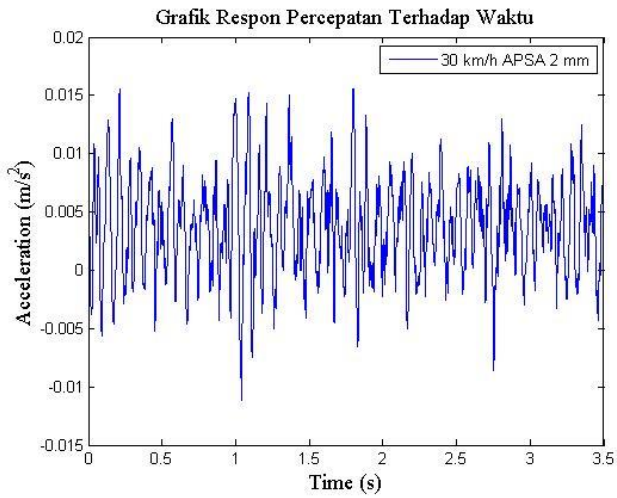
Tabel 4. 8 Data respon percepatan maksimum APSA ($d_o = 2 \text{ mm}$) pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam

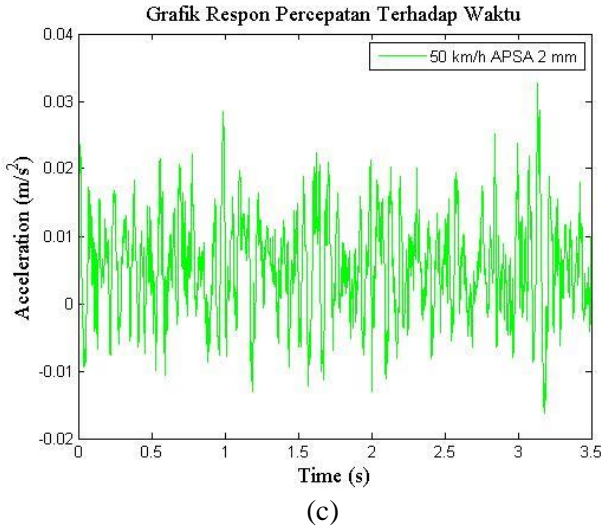
Kecepatan (km/jam)	Respon Percepatan Maksimum (m/s^2)
10 km/jam	0.0109 m/s^2
15 km/jam	0.0208 m/s^2
20 km/jam	0.0343 m/s^2

Berdasarkan gambar 4.14 dan tabel 4.8, bahwa semakin tinggi kecepatan kendaraan, maka respon percepatannya juga semakin besar. Hal ini dapat terjadi karena ketika kendaraan dengan kecepatan semakin tinggi melewati *bump*, maka gaya redam yang dihasilkan oleh *shock absorber* semakin besar sesuai dengan persamaan $F_d = c\dot{x}$. Semakin besar kecepatan kendaraan, semakin besar pula kecepatan *shock absorber*, sesuai dengan persamaan 2.5. Jadi, ketika gaya redam dan kecepatan kendaraan semakin besar, maka respon percepatan juga semakin besar.

4.2.6. Analisis Respon Percepatan APSA Diameter Orifice Sebesar 2 mm pada Saat Melewati Jalan Tidak Rata dengan Variasi Kecepatan

Hasil yang didapatkan dari pengujian *Air Pressure Shock Absorber* berupa grafik respon percepatan terhadap waktu dengan variasi kecepatan. Respon percepatan APSA didapatkan dari *accelerometer* yang disambungkan ke *inverter* untuk memperbesar sinyal yang diterima sehingga *oscilloscope* dapat membaca respon percepatan dari *accelerometer*. *Accelerometer* dipasang pada bagian belakang bak di atas sistem APSA. APSA yang diuji pada percobaan kali ini dengan diameter *orifice* sebesar 2 mm. Variasi kecepatan dalam pengujian APSA pada saat melewati jalan tidak rata adalah 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam.



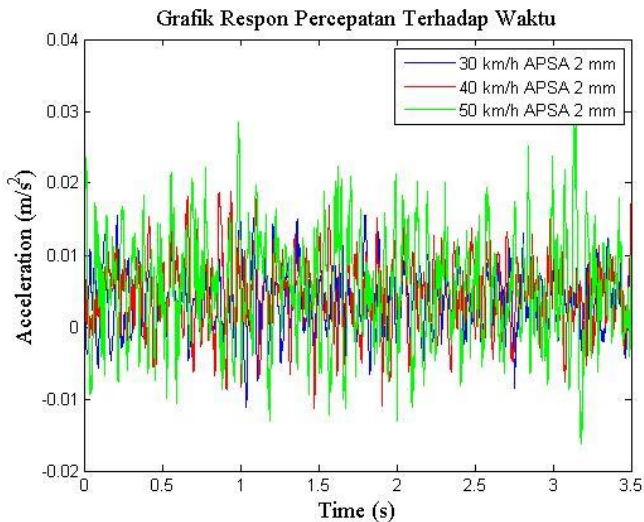


Gambar 4. 15 Grafik respon percepatan APSA ($d_o = 2$ mm) pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan (a) 30 km/jam, (b) 40 km/jam, dan (c) 50 km/jam

Gambar 4.15 (a) menunjukkan respon percepatan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam. Respon percepatan RMS yang didapatkan sebesar $0,0110 m/s^2$. Gambar 4.15 (b) menunjukkan respon percepatan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 40 km/jam. Respon percepatan RMS yang didapatkan sebesar $0,0159 m/s^2$. Gambar 4.15 (c) menunjukkan respon percepatan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 50 km/jam. Respon percepatan RMS yang didapatkan sebesar $0,0236 m/s^2$.

Setelah dilakukan analisis respon percepatan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan masing-masing kecepatan, maka ketiga hasil tersebut dibandingkan dalam satu grafik. Perbandingan tersebut dilakukan untuk mengetahui perbedaan

karakteristik APSA yang terjadi pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan kendaraan yang berbeda-beda. Kecepatan kendaraan yang dibandingkan adalah 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam. Grafik perbandingan respon percepatan APSA dapat dilihat pada gambar 4.16 dan perbandingan nilai respon percepatan RMS dapat dilihat pada tabel 4.9.



Gambar 4. 16 Grafik respon percepatan APSA ($d_o = 2$ mm) pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam

Pada gambar 4.16, menunjukkan bahwa nilai RMS terkecil terjadi pada respon percepatan dengan kecepatan 30 km/jam, yaitu sebesar $0,0110 \text{ m/s}^2$, kemudian nilai RMS respon percepatan pada kecepatan 40 km/jam, yaitu sebesar $0,0159 \text{ m/s}^2$, dan nilai RMS terbesar terjadi pada respon percepatan dengan kecepatan 50 km/jam, yaitu sebesar $0,0236 \text{ m/s}^2$.

Tabel 4. 9 Data respon percepatan RMS APSA ($d_o = 2 \text{ mm}$) pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam

Kecepatan (km/jam)	Respon Percepatan RMS (m/s^2)
30 km/jam	0,0110 m/s^2
40 km/jam	0,0159 m/s^2
50 km/jam	0,0236 m/s^2

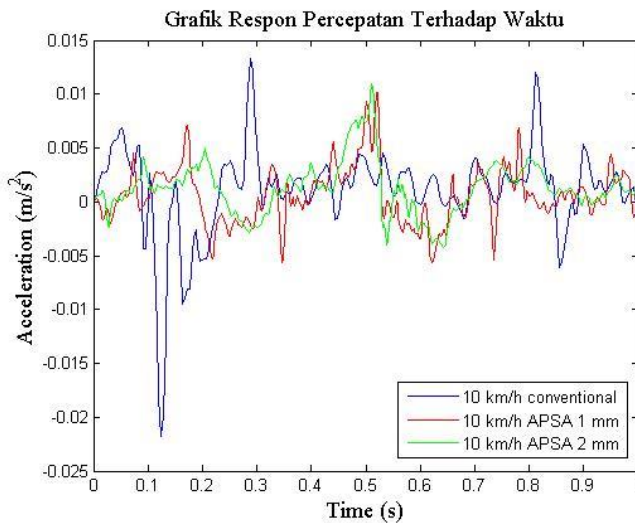
Berdasarkan gambar 4.16 dan tabel 4.9, bahwa semakin tinggi kecepatan kendaraan, maka respon percepatan RMS juga semakin besar. Hal ini dapat terjadi karena ketika kendaraan dengan kecepatan semakin tinggi melewati jalan tidak rata, maka gaya redam yang dihasilkan oleh *shock absorber* semakin besar sesuai dengan persamaan $F_d = c\dot{x}$. Semakin besar kecepatan kendaraan, semakin besar pula kecepatan *shock absorber*, sesuai dengan persamaan 2.5. Jadi, ketika gaya redam dan kecepatan kendaraan semakin besar, maka respon percepatan juga semakin besar.

4.3. Analisis Perbandingan Hasil Eksperimen *Shock Absorber Konvensional* dan *Atmospheric Pressure Shock Absorber*

Setelah dilakukan analisis masing-masing *shock absorber*, hasil respon percepatan masing-masing *shock absorber* dengan kecepatan yang sama dibandingkan dalam satu grafik. Perbandingan tersebut dilakukan untuk mengetahui perbedaan karakteristik *shock absorber* konvensional dan APSA yang terjadi pada saat melewati *bump* dan jalan tidak rata dengan kecepatan kendaraan yang sama. Kecepatan kendaraan yang dibandingkan pada saat melewati *bump* adalah 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam, sedangkan kecepatan kendaraan pada saat melewati jalan tidak rata adalah 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam.

4.3.1. Analisis Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional dan APSA pada Saat Melewati *Bump* dengan Kecepatan 10 km/jam

Hasil respon percepatan dari masing-masing *shock absorber* pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 10 km/jam dibandingkan dalam satu grafik. *Shock absorber* yang dibandingkan yaitu *shock absorber* konvensional, APSA dengan diameter *orifice* sebesar 1 mm dan 2 mm. Grafik perbandingan respon percepatan masing-masing *shock absorber* dapat dilihat pada gambar 4.17 dan perbandingan nilai respon percepatan maksimum dapat dilihat pada tabel 4.10.



Gambar 4. 17 Grafik respon percepatan *shock absorber* konvensional dan APSA pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 10 km/jam

Pada gambar 4.17, menunjukkan bahwa nilai maksimum terkecil terjadi pada respon percepatan APSA dengan diameter *orifice* 1 mm, yaitu sebesar 0.0101 m/s^2 , kemudian respon

percepatan APSA dengan diameter *orifice* 2 mm, yaitu sebesar 0.0109 m/s^2 , dan nilai maksimum terbesar terjadi pada respon percepatan *shock absorber* konvensional, yaitu sebesar 0.0133 m/s^2 .

Tabel 4. 10 Data respon percepatan maksimum *shock absorber* konvensional dan APSA pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 10 km/jam

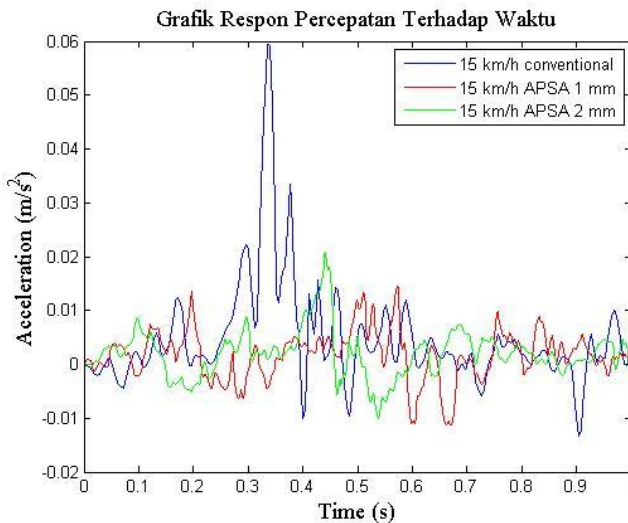
	Respon Percepatan Maksimum (m/s^2)
<i>Shock absorber</i> Konvensional	0.0133 m/s^2
APSA 1 mm	0.0101 m/s^2
APSA 2 mm	0.0109 m/s^2

Berdasarkan gambar 4.17 dan tabel 4.10 terlihat bahwa *shock absorber* konvensional memiliki respon percepatan maksimum terbesar dan APSA dengan diameter *orifice* 1 mm memiliki respon percepatan maksimum terkecil. Hal ini sesuai dengan teori karena semakin besar gaya redam maka semakin kecil respon percepatannya dengan kecepatan kendaraan yang sama. Tetapi respon percepatan pada *shock absorber* konvensional lebih kecil daripada APSA dengan diameter *orifice* 2 mm karena gaya redam pada *shock absorber* konvensional lebih besar daripada APSA dengan diameter *orifice* 2 mm. Hasil data yang didapatkan dapat dipengaruhi oleh beberapa faktor seperti, kecepatan kendaraan yang tidak tepat, dan keausan *seal* akibat kurangnya pelumasan.

4.3.2. Analisis Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional dan APSA pada Saat Melewati *Bump* dengan Kecepatan 15 km/jam

Hasil respon percepatan dari masing-masing *shock absorber* pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 15 km/jam

dibandingkan dalam satu grafik. *Shock absorber* yang dibandingkan yaitu *shock absorber* konvensional, APSA dengan diameter *orifice* sebesar 1 mm dan 2 mm. Grafik perbandingan respon percepatan masing-masing *shock absorber* dapat dilihat pada gambar 4.18 dan perbandingan nilai respon percepatan maksimum dapat dilihat pada tabel 4.11.



Gambar 4. 18 Grafik respon percepatan *shock absorber* konvensional dan APSA pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 15 km/jam

Pada gambar 4.18, menunjukkan bahwa nilai maksimum terkecil terjadi pada respon percepatan APSA dengan diameter *orifice* 1 mm, yaitu sebesar 0.0146 m/s^2 , kemudian respon percepatan APSA dengan diameter *orifice* 2 mm, yaitu sebesar 0.0208 m/s^2 , dan nilai maksimum terbesar terjadi pada respon percepatan *shock absorber* konvensional, yaitu sebesar 0.0594 m/s^2 .

Tabel 4. 11 Data respon percepatan maksimum *shock absorber* konvensional dan APSA pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 15 km/jam

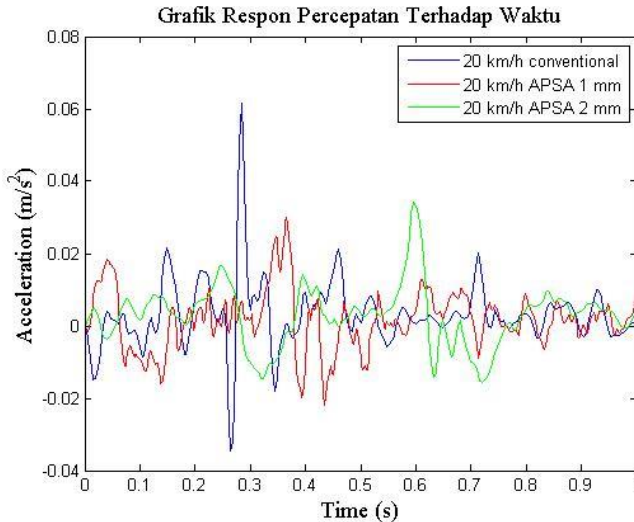
	Respon Percepatan Maksimum (m/s^2)
<i>Shock absorber</i> Konvensional	0.0594 m/s^2
APSA 1 mm	0.0146 m/s^2
APSA 2 mm	0.0208 m/s^2

Berdasarkan gambar 4.18 dan tabel 4.11 terlihat bahwa *shock absorber* konvensional memiliki respon percepatan maksimum terbesar dan APSA dengan diameter *orifice* 1 mm memiliki respon percepatan maksimum terkecil. Hal ini sesuai dengan teori karena semakin besar gaya redam maka semakin kecil respon percepatannya dengan kecepatan kendaraan yang sama. Tetapi respon percepatan pada *shock absorber* konvensional lebih kecil daripada APSA dengan diameter *orifice* 2 mm karena gaya redam pada *shock absorber* konvensional lebih besar daripada APSA dengan diameter *orifice* 2 mm. Hasil data yang didapatkan dapat dipengaruhi oleh beberapa faktor seperti, kecepatan kendaraan yang tidak tepat, dan keausan *seal* akibat kurangnya pelumasan.

4.3.3. Analisis Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional dan APSA pada Saat Melewati *Bump* dengan Kecepatan 20 km/jam

Hasil respon percepatan dari masing-masing *shock absorber* pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 20 km/jam dibandingkan dalam satu grafik. *Shock absorber* yang dibandingkan yaitu *shock absorber* konvensional, APSA dengan diameter *orifice* sebesar 1 mm dan 2 mm. Grafik perbandingan respon percepatan masing-masing *shock absorber* dapat dilihat

pada gambar 4.19 dan perbandingan nilai respon percepatan maksimum dapat dilihat pada tabel 4.12.



Gambar 4. 19 Grafik respon percepatan *shock absorber* konvensional dan APSA pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 20 km/jam

Pada gambar 4.19, menunjukkan bahwa nilai maksimum terkecil terjadi pada respon percepatan APSA dengan diameter *orifice* 1 mm, yaitu sebesar 0.0301 m/s^2 , kemudian respon percepatan APSA dengan diameter *orifice* 2 mm, yaitu sebesar 0.0343 m/s^2 , dan nilai maksimum terbesar terjadi pada respon percepatan *shock absorber* konvensional, yaitu sebesar 0.0614 m/s^2 .

Tabel 4. 12 Data respon percepatan maksimum *shock absorber* konvensional dan APSA pada saat melewati *bump* dengan kecepatan 20 km/jam

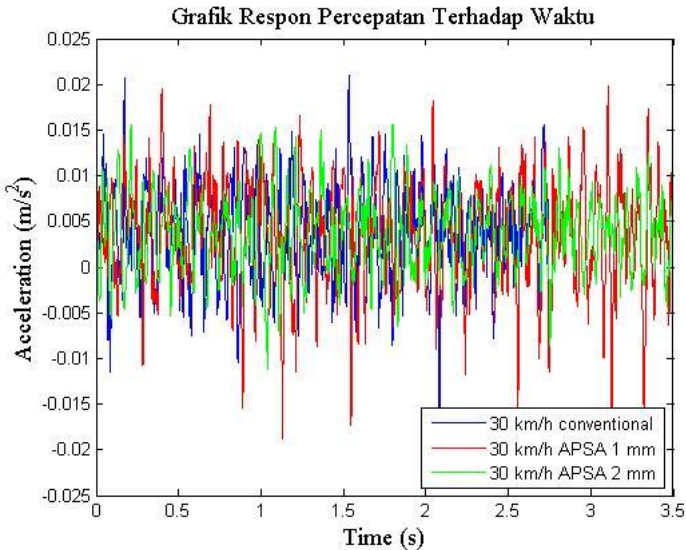
	Respon Percepatan Maksimum (m/s²)
<i>Shock absorber</i> Konvensional	0.0614 m/s ²
APSA 1 mm	0.0301 m/s ²
APSA 2 mm	0.0343 m/s ²

Berdasarkan gambar 4.19 dan tabel 4.12 terlihat bahwa *shock absorber* konvensional memiliki respon percepatan maksimum terbesar dan APSA dengan diameter *orifice* 1 mm memiliki respon percepatan maksimum terkecil. Hal ini sesuai dengan teori karena semakin besar gaya redam maka semakin kecil respon percepatannya dengan kecepatan kendaraan yang sama. Tetapi respon percepatan pada *shock absorber* konvensional lebih kecil daripada APSA dengan diameter *orifice* 2 mm karena gaya redam pada *shock absorber* konvensional lebih besar daripada APSA dengan diameter *orifice* 2 mm. Hasil data yang didapatkan dapat dipengaruhi oleh beberapa faktor seperti, kecepatan kendaraan yang tidak tepat, dan keausan *seal* akibat kurangnya pelumasan.

4.3.4. Analisis Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional dan APSA pada Saat Melewati Jalan Tidak Rata dengan Kecepatan 30 km/jam

Hasil respon percepatan dari masing-masing *shock absorber* pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam dibandingkan dalam satu grafik. *Shock absorber* yang dibandingkan yaitu *shock absorber* konvensional, APSA dengan diameter *orifice* sebesar 1 mm dan 2 mm. Grafik perbandingan respon percepatan masing-masing *shock absorber* dapat dilihat

pada gambar 4.20, dan perbandingan nilai respon percepatan RMS dapat dilihat pada tabel 4.13.



Gambar 4. 20 Grafik respon percepatan *shock absorber* konvensional dan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam

Pada gambar 4.20 menunjukkan bahwa nilai RMS terkecil terjadi pada respon percepatan APSA dengan diameter *orifice* 2 mm, yaitu sebesar 0.0110 m/s^2 , kemudian respon percepatan APSA dengan diameter *orifice* 1 mm, yaitu sebesar 0.0117 m/s^2 , dan nilai RMS terbesar terjadi pada respon percepatan *shock absorber* konvensional, yaitu sebesar 0.0130 m/s^2 .

Tabel 4. 13 Data respon percepatan RMS *shock absorber* konvensional dan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 30 km/jam

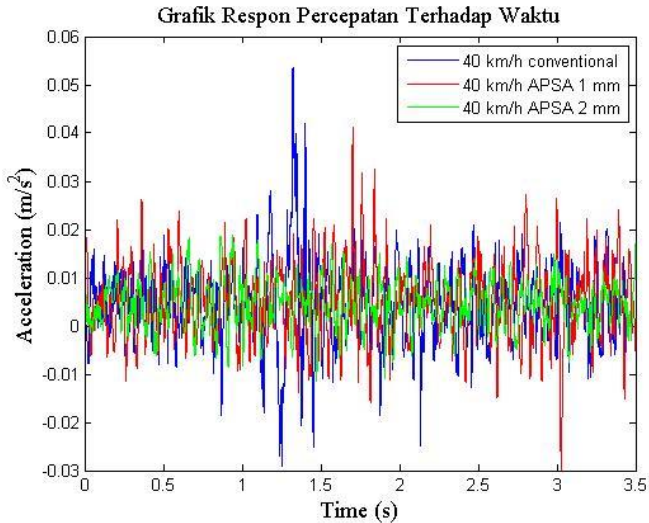
	Respon Percepatan RMS (m/s²)
<i>Shock absorber</i> Konvensional	0,0130 m/s ²
APSA 1 mm	0,0117 m/s ²
APSA 2 mm	0,0110 m/s ²

Berdasarkan gambar 4.20 dan tabel 4.13 terlihat bahwa *shock absorber* konvensional memiliki respon percepatan RMS terbesar dan APSA dengan diameter *orifice* 2 mm memiliki respon percepatan RMS terkecil. Hal ini tidak sesuai dengan teori karena semakin besar gaya redam maka semakin kecil respon percepatannya dengan kecepatan kendaraan yang sama. Seharusnya respon percepatan RMS terkecil dimiliki oleh APSA dengan diameter *orifice* 1 mm karena memiliki gaya redam paling besar, lalu *shock absorber* konvensional dan APSA dengan diameter *orifice* 2 mm. Hasil data yang didapatkan dapat dipengaruhi oleh beberapa faktor seperti, kecepatan kendaraan yang tidak tepat, dan keausan *seal* akibat kurangnya pelumasan.

4.3.5. Analisis Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional dan APSA pada Saat Melewati Jalan Tidak Rata dengan Kecepatan 40 km/jam

Hasil respon percepatan dari masing-masing *shock absorber* pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 40 km/jam dibandingkan dalam satu grafik. *Shock absorber* yang dibandingkan yaitu *shock absorber* konvensional, APSA dengan diameter *orifice* sebesar 1 mm dan 2 mm. Grafik perbandingan respon percepatan masing-masing *shock absorber* dapat dilihat

pada gambar 4.21, dan perbandingan nilai respon percepatan RMS dapat dilihat pada tabel 4.14.



Gambar 4. 21 Grafik respon percepatan *shock absorber* konvensional dan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 40 km/jam

Pada gambar 4.21, menunjukkan bahwa nilai RMS terkecil terjadi pada respon percepatan APSA dengan diameter *orifice* 2 mm, yaitu sebesar 0.0159 m/s^2 , kemudian respon percepatan APSA dengan diameter *orifice* 1 mm, yaitu sebesar 0.0175 m/s^2 , dan nilai RMS terbesar terjadi pada respon percepatan *shock absorber* konvensional, yaitu sebesar 0.0225 m/s^2 .

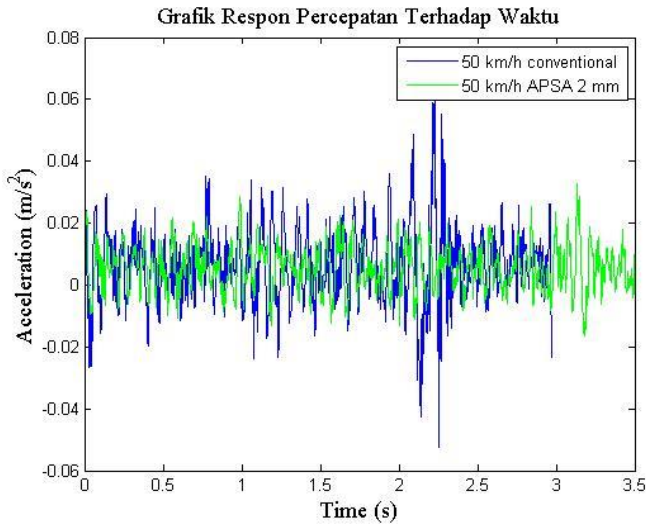
Tabel 4. 14 Data respon percepatan RMS *shock absorber* konvensional dan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 40 km/jam

	Respon Percepatan RMS (m/s²)
<i>Shock absorber</i> Konvensional	0,0225 m/s ²
APSA 1 mm	0,0175 m/s ²
APSA 2 mm	0,0159 m/s ²

Berdasarkan gambar 4.21 dan tabel 4.14 terlihat bahwa *shock absorber* konvensional memiliki respon percepatan RMS terbesar dan APSA dengan diameter *orifice* 2 mm memiliki respon percepatan RMS terkecil. Hal ini tidak sesuai dengan teori karena semakin besar gaya redam maka semakin kecil respon percepatannya dengan kecepatan kendaraan yang sama. Seharusnya respon percepatan RMS terkecil dimiliki oleh APSA dengan diameter *orifice* 1 mm karena memiliki gaya redam paling besar, lalu *shock absorber* konvensional dan APSA dengan diameter *orifice* 2 mm. Hasil data yang didapatkan dapat dipengaruhi oleh beberapa faktor seperti, kecepatan kendaraan yang tidak tepat, dan keausan *seal* akibat kurangnya pelumasan.

4.3.6. Analisis Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional dan APSA pada Saat Melewati Jalan Tidak Rata dengan Kecepatan 50 km/jam

Hasil respon percepatan dari masing-masing *shock absorber* pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 50 km/jam dibandingkan dalam satu grafik. *Shock absorber* yang dibandingkan yaitu *shock absorber* konvensional, APSA dengan diameter *orifice* sebesar 1 mm dan 2 mm. Grafik perbandingan respon percepatan masing-masing *shock absorber* dapat dilihat pada gambar 4.22, dan perbandingan nilai respon percepatan RMS dapat dilihat pada tabel 4.15.



Gambar 4. 22 Grafik respon percepatan *shock absorber* konvensional dan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 50 km/jam

Pada gambar 4.22, menunjukkan bahwa nilai RMS terkecil terjadi pada respon percepatan APSA dengan diameter *orifice* 1 mm, yaitu sebesar 0.0236 m/s^2 , dan nilai RMS terbesar terjadi pada respon percepatan *shock absorber* konvensional, yaitu sebesar 0.0383 m/s^2 .

Tabel 4. 15 Data respon percepatan RMS *shock absorber* konvensional dan APSA pada saat melewati jalan tidak rata dengan kecepatan 50 km/jam

	Respon Percepatan RMS (m/s^2)
<i>Shock absorber</i> Konvensional	0,0383 m/s^2
APSA 2 mm	0,0236 m/s^2

Berdasarkan gambar 4.22 dan tabel 4.15 terlihat bahwa *shock absorber* konvensional memiliki respon percepatan RMS terbesar dan APSA dengan diameter *orifice* 2 mm memiliki respon percepatan RMS terkecil. Hal ini tidak sesuai dengan teori karena semakin besar gaya redam maka semakin kecil respon percepatannya dengan kecepatan kendaraan yang sama. Seharusnya respon percepatan RMS APSA dengan diameter *orifice* 2 mm lebih besar daripada shock absorber konvensional karena APSA dengan diameter *orifice* 2 mm memiliki gaya redam lebih kecil daripada shock absorber konvensional. Hasil data yang didapatkan dapat dipengaruhi oleh beberapa faktor seperti, kecepatan kendaraan yang tidak tepat, dan keausan *seal* akibat kurangnya pelumasan.

BAB V

KESIMPULAN dan SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang didapatkan dari penelitian ini adalah :

1. Telah dibuat *shock absorber* yang memanfaatkan udara atmosfer, yaitu *Air Pressure Shock Absorber* yang digunakan untuk jenis kendaraan angkut.
2. Karakteristik gaya redam APSA dengan diameter *orifice* sebesar 1 mm yang didapatkan dari hasil simulasi, yaitu 2403 N pada kecepatan 10 km/jam, 3470 N pada 15 km/jam, 4723 N pada 20 km/jam, 6584 N pada 30 km/jam, 1.185×10^4 N pada 40 km/jam, dan 1.858×10^4 N pada 50 km/jam. Semakin tinggi kecepatan kendaraan, semakin besar gaya redam yang dihasilkan.
3. Respon percepatan maksimum APSA dengan diameter *orifice* sebesar 1 mm yang didapatkan dari hasil pengujian, yaitu 0.0101 m/s^2 pada kecepatan 10 km/jam, 0.0146 m/s^2 pada 15 km/jam, 0.0301 m/s^2 pada 20 km/jam. Respon percepatan RMS APSA yang didapatkan dari hasil pengujian, yaitu 0.0117 m/s^2 pada kecepatan 30 km/jam dan 0.0175 m/s^2 pada 40 km/jam. Semakin tinggi kecepatan kendaraan, semakin besar respon percepatan maksimum dan RMS yang terjadi.
4. Karakteristik gaya redam APSA dengan diameter *orifice* sebesar 2 mm yang didapatkan dari hasil simulasi, yaitu 150.2 N pada kecepatan 10 km/jam, 216.8 N pada 15 km/jam, 295.2 N pada 20 km/jam, 411.5 N pada 30 km/jam, 740.8 N pada 40 km/jam, dan 1162 N pada 50 km/jam. Semakin tinggi kecepatan kendaraan, semakin besar gaya redam yang dihasilkan.

5. Respon percepatan maksimum APSA dengan diameter *orifice* sebesar 2 mm yang didapatkan dari hasil pengujian, yaitu 0.0109 m/s^2 pada kecepatan 10 km/jam, 0.0208 m/s^2 pada 15 km/jam, 0.0343 m/s^2 pada 20 km/jam. Respon percepatan RMS APSA yang didapatkan dari hasil pengujian, yaitu 0.0110 m/s^2 pada kecepatan 30 km/jam, 0.0159 m/s^2 pada 40 km/jam, dan 0.0236 m/s^2 pada 50 km/jam. Semakin tinggi kecepatan kendaraan, semakin besar respon percepatan maksimum dan RMS yang terjadi.
6. Karakteristik gaya redam APSA dengan diameter *orifice* sebesar 1 mm memiliki gaya redam terbesar dibandingkan dengan shock absorber konvensional dan APSA dengan diameter *orifice* sebesar 1 mm. Semakin kecil diameter *orifice*, semakin besar gaya redamnya.
7. Respon percepatan maksimum dan RMS APSA dengan diameter *orifice* sebesar 1 mm memiliki respon percepatan terkecil dibandingkan dengan shock absorber konvensional dan APSA dengan diameter *orifice* sebesar 2 mm. Semakin besar gaya redam yang dihasilkan, semakin kecil respon percepatannya.

5.2 Saran

Saran yang diberikan untuk penelitian selanjutnya adalah :

1. Mengoptimalkan parameter desain *Air Pressure Shock Absorber* untuk jenis kendaraan lain.
2. Mengganti material silinder *shock absorber* dengan material yang lebih tahan karat.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Rahmawati, Istina dan Laksana Guntur, Harus. 2016. **Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Hydro Pneumatic* Terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas serta Respon Dinamis Mobil.** Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [2] Wardani, Aulia. 2015. **Pemodelan Dan Analisis Pengaruh Variasi Luasan *Orifice* Terhadap Gaya Redam, Daya Listrik Bangkitan, Dan Respon Dinamis Pada *Hydraulic Motor Regenerative Shock absorber* (HMRSA).** New Mexico: University of New Mexico.
- [3] Zhang, H., Guo, X., Xu, L., Hu, S., Fang, Z., May. 2014. ***Parameters Analysis of Hydraulic-Electrical Energy Regenerative Absorber on Suspension Performance.*** Hindawi Publishing Corporation.
- [4] Rahman, M. Fauzi dan Hendrowati, Wiwiek. 2017. **Pemodelan dan Analisis Pengaruh Variasi Luasan Sisi Kompresi dan Ekspansi dengan Perubahan Diameter Piston, *Orifice* dan *Piston rod* terhadap Gaya Redam *Shock absorber* dan Respon Dinamis Sepeda Motor Yamaha Mio J.** Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [5] Wahid, Newanda Asa dan Hendrowati, Wiwiek. 2017. **Pemodelan Dan Analisis Pengaruh Variasi Oli dan Diameter *Orifice* terhadap Gaya Redam**

Shock absorber Dan Respon Dinamis Sepeda Motor Yamaha Jupiter Z 2008. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

- [6] Rao, Singiresu S. 2011. ***Mechanical Vibrations Fifth Edition.*** Miami: Pearson Education, Inc.
- [7] Fox dan McDonald's. 2011. ***Introduction to Fluid Mechanics Eighth Edition.*** Amerika: John Wiley & Sons, Inc.
- [8] Sutantra, Nyoman I. 2001. **Teknologi Otomotif Teori dan Aplikasinya.** Surabaya: Penerbit Guna Widya.

BIODATA PENULIS



Alan Darmasaputra Wiguna merupakan anak kedua dari tiga bersaudara dari keluarga Ir. Sony Hendrawan dan Yeni Agustine Hendrawan. Penulis lahir di Jakarta, 21 September 1995. Penulis memulai pendidikan di TK Harapan Mulia Bekasi. Penulis melanjutkan pendidikan dasar di SD Maria Fransiska Bekasi, pendidikan menengah di SMP Marsudirini Bekasi, dan pendidikan menengah keatas di SMAK 7 BPK Penabur Jakarta. Penulis lalu melanjutkan pendidikan jenjang sarjana Jurusan

Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Semasa kuliah, penulis aktif di beberapa kegiatan akademik maupun organisasi. Penulis merupakan bagian dari TPKB ITS sebagai Koordinator Kewirausahaan TPKB ITS 2014/2015 dan Wakil Ketua TPKB ITS 2015/2016. Lalu, penulis aktif di Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis dan memegang tanggung jawab sebagai *Laboratorium Assistant* pada tahun 2017-2018.

Untuk informasi dan saran yang dibutuhkan dari dan kepada penulis dapat menghubungi penulis melalui email sebagai berikut: alnwiguna@gmail.com